

VŠB - Technická univerzita Ostrava
Fakulta strojní
Katedra částí a mechanismů strojů



Řešení problému šroubových spojů tlakové nádoby

Problem Solving of Bolted Connections of a Pressure Vessel

Student:

Bc. Jiří Začal

Vedoucí diplomové práce:

doc. Ing. Zdeněk Foltá, Ph.D.

Ostrava 2016

Zadání diplomové práce

Student: **Bc. Jiří Začal**
Studijní program: N2301 Strojní inženýrství
Studijní obor: 3909T001 Konstrukční a procesní inženýrství
Specializace: 40 Konstrukce strojních dílů a skupin
Téma: **Řešení problému šroubových spojů tlakové nádoby**
Problem Solving of Bolted Connections of a Pressure Vessel

Jazyk vypracování: čeština

Zásady pro vypracování:

Pro mezichladič firmy ONDŘEJOVICKÁ STROJÍRNA, a.s. proveďte výpočtovou kontrolu stávajících hlavních přírubových spojů a jejich šroubových spojení. Následně proveďte vlastní návrh a kontrolní výpočet těchto dílů. Výpočtový tlak pro plášťový prostor „plynu“ je 8,45 MPa při výpočtové teplotě 137 °C a výpočtový tlak pro trubkový prostor „chladičí vody“ je 0,7 MPa při výpočtové teplotě 85 °C.

1. Proveďte stávající návrh provedení přírubových spojů a jejich šroubových spojení na vybraných spojích (dle pokynů zadavatele) zpracovaný dle ASME Code Sec.VIII, div.1.
2. Proveďte výpočet šroubových spojení podle standardních výpočtů dle ČSN EN 1591-1 nebo obdobné v Česku používané literatury. Výsledky porovnejte.
3. Ověřte výpočtové postupy pomocí MKP a v případě potřeby i experimentem.
4. Doporučte vhodný typ šroubů a těsnění a vhodný způsob dotažení šroubových spojů.
5. Zpracujte potřebnou výkresovou dokumentaci podle pokynů vedoucího práce.

Seznam doporučené odborné literatury:

Boháček, F. Části a mechanismy strojů I a II. Brno: VUT Brno, 1987.
Bolek, A. a kol. Části strojů - svazek 1. a 2. Praha: SNTL, 1990.
Němec, J. a kol. Pružnost a pevnost ve strojírenství. Praha: SNTL, 1989.

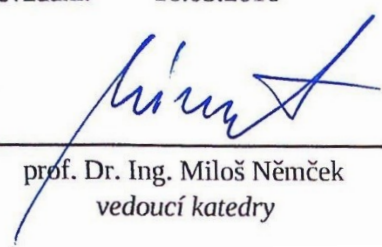
Formální náležitosti a rozsah diplomové práce stanoví pokyny pro vypracování zveřejněné na webových stránkách fakulty.

Vedoucí diplomové práce: **doc. Ing. Zdeněk Folta, Ph.D.**


Datum zadání: 11.12.2015

Datum odevzdání: 16.05.2016





prof. Dr. Ing. Miloš Němček
vedoucí katedry



doc. Ing. Ivo Hlavatý, Ph.D.
děkan fakulty

Místopřísežné prohlášení studenta

Prohlašuji, že jsem celou diplomovou práci včetně příloh vypracoval samostatně pod vedením vedoucího diplomové práce a uvedl jsem všechny použité podklady a literaturu.

V Ostravě 16.5.2016

.....
podpis studenta

Prohlašuji, že

- byl jsem seznámen s tím, že na moji diplomovou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb., autorský zákon, zejména §35 - užití díla v rámci občanských a náboženských obřadů, v rámci školních představení a užití díla školního a §60 - školní dílo.
- beru na vědomí, že Vysoká škola báňská - Technická univerzita Ostrava (dále jen VŠB-TUO) má právo nevýdělečně ke své vnitřní potřebě diplomovou práci užít (§35 odst. 3).
- souhlasím s tím, že diplomové práce bude v elektronické podobě uložena v Ústřední knihovně VŠB- TUO k nahlédnutí a jeden výtisk bude uložen u vedoucího diplomové práce. Souhlasím s tím, že údaje o kvalifikační práci budou zveřejněny v informačním systému VŠB-TUO.
- bylo sjednáno, že s VŠB-TUO, v případě zájmu z její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu §12 odst. 4 autorského zákona.
- bylo sjednáno, že užít své dílo - diplomovou práci nebo poskytnout licenci k jejímu využití mohu jen se souhlasem VŠB-TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB-TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše).
- beru na vědomí, že odevzdáním své práce souhlasím se zveřejněním své práce podle zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů, bez ohledu na výsledek její obhajoby.

V Ostravě 16.5. 2016

.....
.....

podpis studenta

Jméno a příjmení autora práce:

Bc. Jiří Začal

Adresa trvalého pobytu autora práce:

Myslbekova 471, 793 76 Zlaté Hory

ANOTACE DIPLOMOVÉ PRÁCE

ZAČAL, J. Řešení problému šroubových spojů tlakové nádoby: diplomová práce. Ostrava: VŠB-Technická univerzita Ostrava, Fakulta strojní, Katedra částí a mechanismů strojů, 2016 81 s. Vedoucí práce: Foltá, Z.

Diplomová práce pojednává o problematice kruhového přírubového spoje při montáži a následných provozních stavech. Cílem práce je prověřit stávající návrh vybraných přírubových spojů mezichladiče dle předpisu ASME Code Sec. VIII, div. 1. Dále pak provést výpočet podle evropské normy ČSN EN 1591-1 a porovnat výsledky. Evropská metodika výpočtu je následně prověřena pomocí simulace MKP a experimentu. Díky simulaci je zjištěn charakter deformace příruby a těsnění, a vliv těchto deformací na předpětí ve šroubu. V dalším kroku je prověřen význam diagramu předepjatého spoje u zadaného typu přírubových spojů. V závěru práce jsou porovnány výsledky experimentu a simulace MKP s výsledky teoretickými. Uvedené přílohy obsahují výkresy zkušebního zařízení, výpočty vybrané příruby dle předpisu ASME, a výsledky dílčích přírubových spojů určených dle evropského předpisu.

ANNOTATION OF MASTER THESIS

ZAČAL, J. Problem Solving of Bolted Connections of a Pressure Vessel: Master Thesis. Ostrava: VŠB-Technical university of Ostrava, Faculty of Mechanical Engineering, Department of Machine Part and Mechanism, 2016, 81 p. Thesis head: Foltá, Z.

This thesis discusses the issue of circular flange joints during their assembly and their subsequent operating conditions. The aim of the thesis is to examine the current proposal for selected flange connections in inter-coolers by ASME Code Sec. VIII, Div. 1 standards. The next aim is to perform a calculation in accordance with EN 1591-1 standards and compare the results. The EN calculation methods are checked using FEM simulation and experiment. The purpose of this simulation is to determine the nature of deformation produced in flanges and gaskets and examine the effects of these deformations on the bolt pretension. The next step assesses the usability of the bolted joints diagram for the specified type of flange connections. Finally, results of the experiment and FEM simulation are compared with theoretical results. The appendix contains mechanical drawings of the testing equipment, calculations for select flanges according to ASME standards, and results of all specified flanged connections designated under EN standards.

Tímto bych rád poděkoval svému vedoucímu diplomové práce panu doc. Ing. Zdeňkovi Foltovi Ph.D., za cenné rady, připomínky, poskytnutou měřicí techniku a pomoc s experimentálním měřením. Dále bych také poděkoval firmě ONDRSTROJ a. s., obzvláště pak panu Ing. Romanu Stárkovi za poskytnuté zadání a důležité kontakty, Pavlu Bobkovi za rady a pomoc při shánění zkušebního zařízení a panu Jiřímu Jezerskému za pomoc při orientaci v předpisech ASME a výkresové dokumentaci. Své poděkování bych také rád vyjádřil firmě POKORNÝ s.r.o., která poskytla veškeré údaje o těsnění, nezbytné pro výpočet. Zejména pak panu Ing. Liborovi Marešovi, za ochotu a zkušenosti získané z praxe.

OBSAH

| | |
|--|-----------|
| Seznam jednotek | 17 |
| Úvod | 25 |
| Cíle diplomové práce | 26 |
| 1 Obecná specifikace přírubových spojů s těsněním | 27 |
| 1.1 Potřebné údaje pro návrhový výpočet | 27 |
| 1.2 Základní rozdělení kruhových přírubových spojů..... | 28 |
| 1.3 Rozdělení konstrukce přírubového spoje z hlediska přenosu sil..... | 28 |
| 1.4 Výpočet přírubového spoje obecně | 30 |
| 2 Problematika související s montáží šroubových spojů | 31 |
| 2.1 Vliv tření na výsledný utahovací moment | 31 |
| 2.2 Problematika zadírání šroubu v závitech | 33 |
| 2.3 Problematika zadírání hlav šroubu a matic..... | 34 |
| 2.4 Způsoby utahování šroubových spojů | 35 |
| 3 Specifikace řešeného mezichladiče | 39 |
| 4 Prověření návrhu dle ASME Code, Sec. VIII, Div. 1 | 41 |
| 4.1 Obecný popis a rozdělení normy | 41 |
| 4.2 Prověření výpočtů stávajícího návrhu..... | 42 |
| 5 Výpočet přírub dle normy ČSN EN 1591-1 | 43 |
| 5.1 Nutné podmínky pro výpočet..... | 43 |
| 5.2 Výpočet Přírubového spoje 3 | 43 |
| 5.2.1 Určení základních parametrů výpočtu | 44 |
| 5.2.2 Přiblížení hodnot | 46 |
| 5.2.3 První iterační výpočet..... | 48 |
| 5.2.4 Výpočet axiálního modulu pružnosti těsnění | 49 |
| 5.2.5 Výpočet ramen působících sil | 49 |
| 5.2.6 Výpočet působících sil | 50 |
| 5.2.7 Výpočet axiálních poddajností spoje | 51 |
| 5.2.8 Výpočet minimálních sil potřebných k utěsnění spoje..... | 52 |
| 5.2.9 Učení deformace těsnění vlivem tečení..... | 53 |
| 5.2.10 Výpočet vnitřních sil ve stavu ($I=0$)..... | 53 |

| | | |
|-----------|---|-----------|
| 5.2.11 | Druhý iterační výpočet..... | 54 |
| 5.2.12 | Zohlednění rozptylu zatížení šroubů při montáži ($I=0$) | 54 |
| 5.2.13 | Výpočet vnitřních sil ve stavu ($I=I$)..... | 55 |
| 5.2.14 | Výpočet utahovacích momentů šroubu..... | 55 |
| 5.2.15 | Kontrola mezních hodnot zatížení v montážním stavu ($I=0$) | 56 |
| 5.2.16 | Určení natočení listu příruby..... | 57 |
| 5.2.17 | Vyhodnocení výsledků Přírubového spoje 3 | 57 |
| 5.3 | Výpočty Přírubových spojů (1, 2, 4)..... | 59 |
| 5.4 | Porovnání výsledků normy ČSN EN[3] a ASME [1] | 59 |
| 6 | Optimalizace stávajícího návrhu a určení postupu utahování | 60 |
| 6.1 | Volba vhodného těsnění..... | 60 |
| 6.2 | Návrh vhodného utahovacího postupu | 61 |
| 7 | Ověření metodiky výpočtu normy ČSN EN 1591-1..... | 63 |
| 7.1 | Vytvoření simulace MKP | 63 |
| 7.2 | Experimentální měření | 69 |
| 7.2.1 | Měření předpětí šroubu | 69 |
| 7.3 | Srovnání a vyhodnocení výsledků | 72 |
| 8 | Význam diagramu předepjatého pro příruby typu (HST) | 74 |
| 9 | Závěr | 79 |
| 10 | Použitá literatura | 80 |

Seznam jednotek

Značky použité v kapitolách (1, 2, 3)

| | | |
|------------------|----------|---|
| d_2 | [mm] | střední průměr závitu šroubu |
| d_m | [mm] | střední průměr dosedací plochy pod maticí |
| F_0 | [N] | axiální síla při montáži |
| F_0 | [N] | předpětí šroubu |
| F_{B0}, F_{BE} | [N] | síla ve šroubu při montáži a za provozu |
| F_E | [N] | axiální síla za provozu |
| F_{G0}, F_{GE} | [N] | síla na těsnění při montáži a za provozu |
| f_k, f_z, f_m | [–] | součinitel tření celkový, v závitu a pod maticí |
| F_p | [N] | síla od vnitřního tlaku |
| L | [mg/s·m] | třída těsnosti (míra netěsnosti) |
| M_E | [N·m] | ohybový moment za provozu |
| M_o | [N·m] | ohybový moment při montáži |
| M_{tk} | [N·m] | moment na klíči |
| M_{tm} | [N·m] | moment tření na dosedací ploše matice |
| M_{tz} | [N·m] | moment odporu na závitech |
| p | [MPa] | tlak |
| R_K | [mm] | Rameno utahovacího klíče |
| T | [°] | teplota |
| θ | [°, rad] | utahovací úhel |

Značky pro výpočet dle ASME [1]:

| | | |
|-----------|--------------------|---|
| A | [mm] | vnější průměr příruby |
| a | [mm] | jmenovitý průměr šroubu |
| A_b | [mm ²] | celková plocha všech použitých šroubů |
| A_m | [mm ²] | doporučená plocha všech šroubů |
| A_{m1} | [cm ²] | minimální plocha šroubů pro provozní stav |
| A_{m2} | [cm ²] | minimální plocha šroubů pro montážní stav |
| B | [mm] | vnitřní průměr nádrže |
| b | [mm] | funkční šířka těsnění |
| b_0 | [mm] | teoretická šířka těsnění |
| B_{max} | [mm] | je maximální vůle mezi šrouby |

| | | |
|-----------------|-------|--|
| B_s | [mm] | mezera mezi šrouby |
| $B_{s \max}$ | [mm] | maximální mezera mezi šrouby |
| B_{SC} | [-] | faktor šroubové mezery |
| C | [mm] | roztečný průměr šroubů |
| E | [MPa] | modul pružnosti příruby |
| e, d, L | [-] | faktory integrální příruby |
| F, V | [-] | pomocné součinitele |
| G | [mm] | průměr působíště těsnící síly |
| g_0 | [mm] | tloušťka čela náboje příruby |
| g_1 | [mm] | tloušťka zadní části náboje příruby |
| h | [mm] | délka náboje |
| H | [N] | celková hydrostatická koncová síla |
| h_1 | [mm] | hloubka horního svaru |
| h_2 | [mm] | velikost dolního koutového svaru |
| H_D | [N] | hydrostatická koncová síla uvnitř příruby |
| H_G | [N] | výpočet těsnící síly |
| h_G, h_D, h_T | [mm] | ramena působících sil |
| h_o | [mm] | délka vnitřního náboje |
| H_p | [N] | Celková spojovací síla |
| H_T | [N] | rozdíl ($H-H_D$) |
| ID | [mm] | vnitřní průměr těsnění |
| J | [-] | index tuhosti |
| K | [-] | je poměr vnějšího a vnitřního průměru příruby |
| m | [-] | faktor těsnění[15] |
| M_D | [N·m] | Moment od síly H_D |
| M_G | [N·m] | Moment od síly H_G |
| M_g | [N·m] | Celkový moment působící na přírubě za montáže |
| M_o | [N·m] | Celkový moment působící na přírubě za provozu |
| M_T | [N·m] | Moment od síly H_T |
| n | [ks] | počet šroubů |
| N | [mm] | šířka těsnění |
| OD | [mm] | vnější průměr těsnění |
| P | [MPa] | Výpočtový tlak |
| R | [mm] | radiální vzdálenost od roztečného průměru šroubů k bodu průniku zadní části příruby a pláště |

| | | |
|--------------|-------|--|
| R_f | [mm] | průměr zvednutého čela příruby |
| S_a | [MPa] | dovolené namáhání šroubů |
| S_{a1} | [MPa] | namáhání šroubu při síle W_{m1} |
| S_f | [MPa] | dovolené napětí materiálu příruby při výpočetní teplotě |
| S_H | [MPa] | podélné napětí v náboji příruby |
| S_n | [MPa] | dovolené napětí materiálu pláště |
| S_R | [MPa] | radiální napětí v náboji příruby |
| S_T | [MPa] | tangenciální napětí v náboji příruby |
| t | [mm] | tloušťka příruby |
| T | [mm] | tloušťka těsnění |
| T, Z, Y, U | [-] | faktory zahrnující K |
| t_{rf} | [mm] | tloušťka čela příruby |
| w | [mm] | hloubka dolního svaru |
| W | [N] | celková síla ve šroubu |
| W_{m1} | [N] | minimální síla ve šroubu za provozu |
| W_{m2} | [N] | minimální síla ve šroubu při montáži (k usazení těsnění) |
| y | [MPa] | minimální povrchový utahovací tlak na těsnění[15] |
| y' | [MPa] | minimální povrchový utahovací tlak k utěsnění přepážky |

Značky dle ČSN EN [3]:

| | | |
|---------------|--------------------|---|
| A_B | [mm ²] | celková efektivní průřezová plocha všech šroubů |
| A_{Ge} | [mm ²] | efektivní těsní plocha |
| A_{Gt} | [mm ²] | teoretická těsnicí plocha |
| A_Q | [mm ²] | efektivní plocha pro axiální sílu tlaku tekutiny |
| E_B | [MPa] | modul pružnosti šroubu |
| E_F | [MPa] | modul pružnosti těsnění |
| | | modul pružnosti těsnění pro odlehčení a opakované |
| E_G | [MPa] | zatížení, při uvažované teplotě, s přihlédnutím k počáteční stlačené tloušťce |
| F_B | [N] | síla ve šroubech (nepodělená počtem šroubů) |
| F_A | [N] | dodatečné vnější axiální síla |
| F_G | [N] | těsnicí síla |
| $F_{G\Delta}$ | [N] | minimální těsnicí síla v montážním stavu |
| F_Q | [N] | axiální síla tlaku tekutiny |
| F_R | [N] | síla vyplývající z přídavných vnějších zatížení |
| M_A | [N·mm] | výsledný vnější ohybový moment |

| | | |
|---------------------------|-----------------------|---|
| M_t | [N·mm] | utahovací moment šroubu |
| $M_{t,B}$ | [N·mm] | krouticí moment od utažení, působící na dříky šroubů |
| N_R | [-] | počet opakovaných montáží a dotahování v průběhu životnosti spoje |
| P | [MPa] | tlak tekutiny |
| P_{QR} | [-] | součinitel tečení |
| Q_G | [MPa] | střední efektivní napětí v tlaku působící na těsnění |
| Q_A | [MPa] | povrchový utahovací tlak působící na těsnění při montáži |
| $Q_{0, \min}$ | [MPa] | minimální povrchový montážní tlak na těsnění, pro nestanovenou míru netěsnosti |
| $Q_{\min (L)}$ | [MPa] | minimální povrchový utahovací tlak působící na těsnění, požadovaný pro určitou třídu těsnosti (L) v montážním stavu |
| $Q_{smin (L)}$ | [MPa] | minimální povrchový tlak na těsnění, požadovaný pro určitou třídu těsnosti (L) v provozních podmínkách |
| Q_{smax} | [MPa] | maximální povrchový utahovací tlak, kterému lze dané těsnění, při určitém zatěžovacím m stavu, vystavit |
| T_B, T_G, T_F | [°C] | výpočtové teploty šroubů, těsnění a přírub |
| T_o | [°C] | teplota spoje při montáži |
| U^T | [mm] | axiální posuv vlivem tepelného účinku |
| W_F | [N·mm] | moment odporu části příruby |
| X_B, X_G | [mm ⁻¹] | axiální modul pružnosti šroubů a těsnění |
| Y_B, Y_G, Y_Q, Y_R | [mm·N ⁻¹] | axiální poddajnost šroubového spoje silám, které jsou určeny dolním indexem |
| Z_F | [mm ⁻³] | točivý modul pružnosti příruby |
| b_F | [mm] | efektivní šířky listu příruby |
| b_{Gi} | [mm] | předběžná šířka těsnění |
| b_{Ge} | [mm] | efektivní šířka těsnění |
| b_{Gt} | [mm] | teoretická šířka těsnění |
| C_A, C_B, C_F, C_M, C_F | [-] | korekční součinitele |
| d_0 | | vnitřní průměr listu příruby nebo průměr střední části zaslepovací příruby |
| d_1 | [mm] | střední hodnota průměru krku, tenčí konec |
| d_2 | [mm] | střední hodnota průměru krku, silný konec |
| d_3, d_{3e} | [mm] | průměr roztečné kružnice šroubů skutečný, efektivní |
| d_4 | [mm] | vnější průměr příruby |
| d_5, d_{5e} | [mm] | průměr otvoru pro šroub, průchozí, efektivní |

| | | |
|--------------------------------|-------|---|
| d_9 | [mm] | průměr středového otvoru v zaslepovací přírubě |
| d_{B0}, d_{Be}, d_{Bs} | [mm] | průměr šroubu, jmenovitý, efektivní, průměr dříku |
| d_{B2}, d_{B3} | [mm] | střední a malý průměr závitu |
| d_{Gi}, d_{Ge}, d_{Gt} | [mm] | průměr těsnění, předběžný, efektivní, teoretický |
| d_{G0}, d_{G1}, d_{G2} | [mm] | průměry dotykové plochy, skutečné, teoretické vnitřní, teoretické vnější |
| d_E, d_F, d_S | [mm] | střední hodnota průměru části určené dolním indexem |
| e_0 | [mm] | tloušťka stěny střední části zaslepovací příruby |
| e_1 | [mm] | minimální tloušťka stěny na tenčím konci krku |
| e_2 | [mm] | minimální tloušťka stěny na silném konci krku |
| e_D, e_E | [mm] | tloušťka stěny ekvivalentní válcové skořepiny pro výpočty mezních zatížení, pro výpočty pružnosti |
| e_F | [mm] | efektivní axiální tloušťka příruby |
| e_{Ft} | [mm] | tloušťka listu příruby na průměru d_{Ge} |
| $e_G(Q_{G0})$ | [mm] | počáteční tloušťka stlačeného těsnění při dotykovém tlaku Q_{G0} |
| e_{Gt} | [mm] | počáteční teoretická tloušťka nestlačeného těsnění |
| e_P, e_Q | [mm] | část tloušťky příruby s a bez radiálního zatížení tlakem |
| e_S | [mm] | tloušťka připojené skořepiny |
| f_B, f_N | [MPa] | dovolené namáhání šroubů a matice |
| f_F | [MPa] | dovolené namáhání přírub |
| f_E | [MPa] | ekvivalentní dovolené namáhání |
| h_G, h_H | [mm] | ramena sil |
| $h_P, h_Q, h_R,$ h_S, h_T | [mm] | korekce na ramena sil |
| j_M, j_S | [–] | znaménko čísla pro moment |
| k_Q, k_R, k_M, k_S | [–] | korekční součinitele |
| l_B, l_S | [mm] | axiální rozměry šroubu |
| l_e | [mm] | $l_e = l_B - l_S$ |
| l_H | [mm] | délka krku příruby |
| m | [–] | součinitel těsnosti (faktor těsnění) pro stavy z provozu |
| n_B | [ks] | počet šroubů |
| p_B | [mm] | rozteč mezi šrouby |
| p_t | [mm] | stoupání závitu šroubu |
| r_0, r_1 | [mm] | poloměry |
| ΔU^T | [mm] | diferenční teplotní axiální roztažnost |
| Δe_{Gc} | [mm] | dodatečná deformace těsnění, vlivem tečení |

| | | |
|---|--------------------|--|
| Θ_F | [rad,°] | natočení listu příruby |
| ψ | [-] | poměr zatížení listu příruby v důsledku radiální síly |
| ψ_Z | [-] | speciální hodnota pro ψ |
| Φ_F, Φ_G, Φ_B | [-] | poměr zatížení části nebo průřezu příruby, těsnění a šroubu |
| $\alpha_F, \alpha_G, \alpha_B$ | [K ⁻¹] | součinitel teplotní roztažnosti příruby, těsnění a šroubu |
| $\beta, \gamma, \nu, \kappa, \lambda,$ x | [-] | pomocné proměnné |
| $\varepsilon_{1+}, \varepsilon_{1-}$ | [-] | rozptyl počátečního zatížení jednotlivých šroubů nad a pod jmenovitou hodnotou |
| $\varepsilon_+, \varepsilon_-$ | [-] | rozptyl celkového zatížení všech šroubů nad a pod jmenovitou hodnotou |
| μ | [-] | součinitel tření pro utahování šroubů |
| μ_G | [-] | součinitel tření mezi těsněním a čelní plochou příruby |
| π | [-] | číselní konstanta (3,141593) |
| ρ | [-] | poměr průměrů |
| φ | [rad,°] | úhel sklonu těsnicí plochy |
| φ | [rad,°] | úhel sklonu stěny připojené skořepiny |

Značky v kapitolách (7, 8):

| | | |
|------------|--------------------|---|
| A_{GeZ} | [mm ²] | efektivní plocha těsnění zkušební příruby |
| $1/C_{S1}$ | [mm/N] | poddajnost šroubu zkušební příruby |
| C_{CS0} | [N/mm] | celková tuhost všech stlačovaných částí zkušební příruby při montáži |
| C_{CZ1} | [N/mm] | celková tuhost zatěžujících částí zkušební příruby v provozním stavu |
| C_{ohp} | [N/mm] | ohybová tuhost zkušební příruby |
| C_p | [N/mm] | tuhost příruby |
| C_{po} | [N/mm] | tuhost odlehčující příruby |
| C_{pz} | [N/mm] | tuhost zatěžující příruby |
| C_S | [N/mm] | tuhost šroubu |
| C_{S1} | [N/mm] | tuhost šroubu zkušební příruby |
| C_{TZ} | [N/mm] | tuhost těsnění zkušební příruby pro určitou hodnotu napětí na těsnění |
| C_Z | [N/mm] | tuhost zatěžujících částí |
| d_{3eS} | [mm] | skutečná roztečná kružnice působíště síly ve šroubu |

| | | |
|-------------------|-------|--|
| D_d | [mm] | vnitřní průměr Rötscherova válce |
| ΔF_s | [N] | změna provozní síla ve šroubu |
| ΔF_T | [N] | provozní síla působící na těsnění |
| $e_{G,Def}$ | [mm] | tloušťka těsnění po deformaci a následném odlehčení |
| e_{G0} | [mm] | tloušťka těsnění po montáži |
| $e_{GZ}(Q_{G0Z})$ | [mm] | deformace těsnění zkušební příruby pro danou hodnotu napětí na těsnění |
| E_p | [MPa] | modul pružnosti příruby |
| E_s | [MPa] | modul pružností šroubu |
| E_{S1} | [N] | modul pružnosti šroubu zkušební příruby |
| F_{B0} | [N] | montážní předpětí ve šroubu |
| $F_{GZ}(Q_{G0Z})$ | [N] | síla na těsnění zkušební příruby pro danou velikost napětí na těsnění |
| F_l | [N] | provozní zatížení zkušební příruby |
| F_o | [N] | síla předpětí ve šroubu po montáži |
| F'_s | [N] | síla ve šroubu při působení provozního zatížení |
| $\Delta F'$ | [N] | přírůstek síly ve šroubu |
| F | [N] | provozní síla |
| l_p | [mm] | celkové šířka přírubového spoje v místě šroubu |
| n_{BZ} | [ks] | počet šroubů zkušební příruby |
| P | [MPa] | hodnoty tlaku |
| Q_{go} | [MPa] | napětí na těsnění montážním stavu |
| Q_{GoT} | [MPa] | hodnota napětí na těsnění |
| r_R | [mm] | poloměr Rötscherova válce |
| x | [mm] | neznámá vzdálenost |
| y | [mm] | průhyb listu příruby |
| α | [°] | úhel šíření napětí Bachova dvoj-kužele |
| β_z | [°] | úhel sklonu přímky tuhostí zatěžujících částí |
| β_s | [°] | úhel sklonu přímky tuhostí šroubu |
| β_{od} | [°] | úhel sklonu přímky tuhostí odlehčujících částí |
| β_{cs} | [°] | úhel sklonu přímky tuhosti celku příruby a těsnění |
| Θ_{nom} | [°] | jmenovité natočení listu příruby v montážním stavu |
| λ_{pT} | [mm] | deformace těsnění v montážním stavu |
| λ_c | [mm] | celková deformace |
| λ_s | [mm] | deformace šroubu |

| | | |
|-----------------|------|--|
| λ_z | [mm] | celková deformace zatěžujících částí |
| λ_{pz} | [mm] | deformace zatěžujících částí příruby |
| λ_{po} | [mm] | deformace příruby po odlehčení těsnění |
| λ_T | [mm] | deformace těsnění v provozním zatížení |
| $\Delta\lambda$ | [mm] | přírůstek deformace |

Indexy dle ČSN EN [3]:

| | |
|-----|---|
| A | přídavný (M_A , F_A) |
| B | šroub |
| C | tečení těsnění |
| D | ekvivalentní válcový plášť pro výpočet mezního zatížení |
| E | ekvivalentní válcový plášť pro výpočet pružnosti |
| F | příruby |
| G | těsnění |
| H | krk |
| I | identifikační číslo zatěžovacího stavu (s hodnotami I, II, III) |
| M | moment |
| N | matice |
| P | tlak tekutiny |
| max | maximální |
| nom | nominální (jmenovitý) |
| min | minimální |
| opt | optimální |
| req | požadovaný |
| t | teoretický |
| 0 | počáteční |
| i | předběžná hodnota |
| * | speciální znak, který odkazuje na druhou přírubu |

Použité zkratky:

| | |
|-----|---------------------|
| VST | vedlejší silový tok |
| HST | hlavní silový tok |

Úvod

V technickém prostředí neexistuje mnoho mechanismů a jiných strojních částí, kde by se nevyužívalo šroubových spojů. Z velké části je to dáno všeobecně rozšířeným názorem laiků, že se jedná o jednoduchou strojní součást, a to jak z pohledu výpočtu, tak i montáže a demontáže. Skutečnost je ovšem jiná. Šroub je velmi složitou součástí z hlediska napjatosti, což dokazují mnohé výzkumy, které se i v dnešní době zmíněnou problematikou zabývají. Celý koncept šroubových spojení se stává ještě komplexnějším, pokud mezi spojované části vstupuje těsnicí prvek o zcela jiných parametrech souvisejících s pružností a s nelineární změnou mechanických vlastností v průběhu stlačení.

U těsněných kruhových přírubových spojů je cílem zajistit určitou těsnicí schopnost ve všech podmínkách, kterým může být spoj vystaven. Aby bylo možné těmto požadavkům vyhovět, existují metodiky na stanovení:

- vhodné konstrukce spoje,
- určení dostatečného předpětí ve šroubech s ohledem na správnou těsnost a pevnostní limity těsnění,
- omezení napětí v dílčích částech spoje,
- dohled nad správným postupem montáže či demontáže.

K tomu všemu je nezbytná podrobná znalost vlastností těsnění (odolnosti, charakteristiky zkoušky těsnosti) a také znalost norem, které se jednotlivými metodikami zabývají.

Je tedy zřejmé, že v oblasti návrhu, výpočtu či montáže šroubových spojení, se vývoj nezastavil, ale pokračuje i nadále. Zatím co v minulosti bylo třeba výpočty zjednodušovat s ohledem na omezené schopnosti výpočtových zařízení, v současnosti lze úlohy řešit mnohem komplexněji a přesněji s využitím např. konečno-prvkových modelů (MKP). A právě o aktuálních postupech výpočtů těsněných přírubových spojů, které se využívají v technické praxi, tato práce pojednává.

Názorný návrhový výpočet je proveden pro těsněné přírubové spoje mezichladiče, jehož parametry jsou zadány firmou Ondřejovická strojírna (ONDRSTROJ), a.s., se sídlem Hyberská 1271/32, Nové Město, 110 00 Praha 1, která je zadavatelem a konzultantem této diplomové práce.

Podrobné údaje o těsnění jsou poskytnuty firmou POKORNÝ, spol. s r.o., se sídlem Trnkova 2788/115, 628 00 Brno.

Cíle diplomové práce

S přihlédnutím k zadání byly stanoveny následující dílčí cíle:

- obecná specifikace těsněných přírubových spojů,
- problematika šroubových spojů při montáži,
- specifikace řešeného mezichladiče,
- prověření stávajícího výpočtu dle ASME VIII [1],
- výpočet zadaných přírubových spojů dle ČSN EN 1591-1 [3],
- optimalizace výsledků normy ČSN[1],
- porovnání výsledků normy ČSN EN [3] a ASME [1],
- ověření metodiky výpočtu normy ČSN EN[1],
- vytvoření MKP simulace,
- experimentální měření,
- posouzení významu diagramu předepjatého spoje pro daný typ přírubového spoje,
- vytvoření výkresové dokumentace zkušebního zařízení.

1 Obecná specifikace přírubových spojů s těsněním

Přírubové spoje, které vyžadují utěsnění, jsou rozšířené v mnoha oblastech průmyslu v podobě armatur, převodovkových skříní, vík atd. Avšak jen u některých z nich jsou kladeny požadavky na předpětí šroubu, těsnost a namáhání přírub tak vysoké, že daly vzniknout speciálním normovaným výpočtům. Tyto výpočty jsou převážně empirické a slouží pro výpočet a kontrolu konkrétních typů kruhových přírub. Používají se převážně v těchto odvětvích:

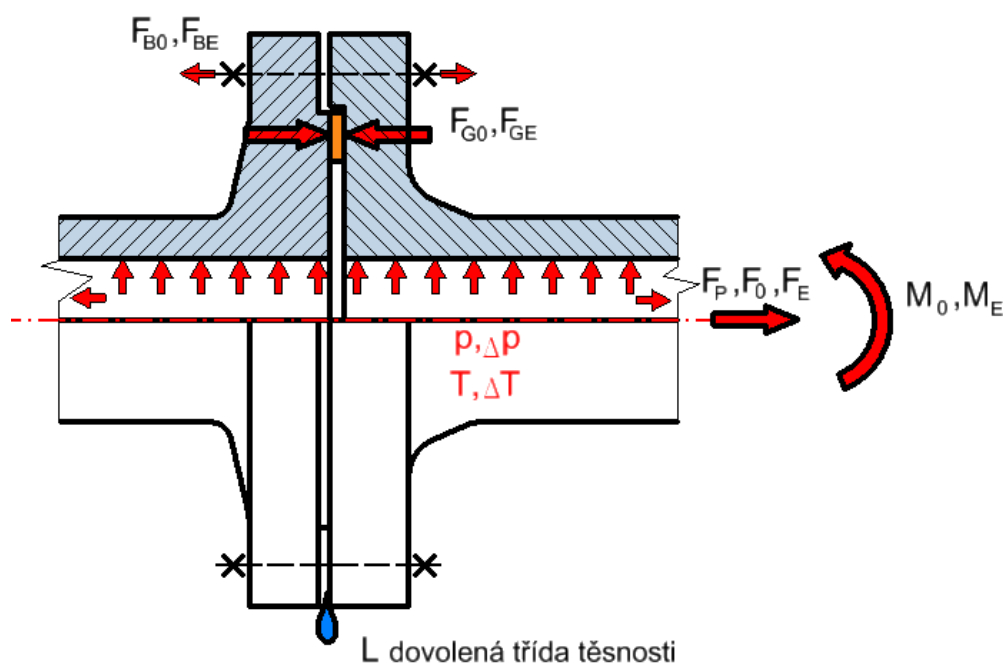
- petrochemický průmysl, rafinérie,
- chemický průmysl,
- energetický průmysl,
- potravinářský průmysl.

Zmíněné odvětví nedaly vzniknout pouze normovaným výpočtům, ale i celé řadě těsnících materiálů a typů těsnění. Inspirace k obrázkům a základní informace k návrhu přírubových spojů jsou získány z materiálů poskytnutých firmou POKORNÝ (viz katalog [12]).

1.1 Potřebné údaje pro návrhový výpočet

Aby bylo možné spoj správně nadimenzovat, je nutné znát určité vstupní parametry:

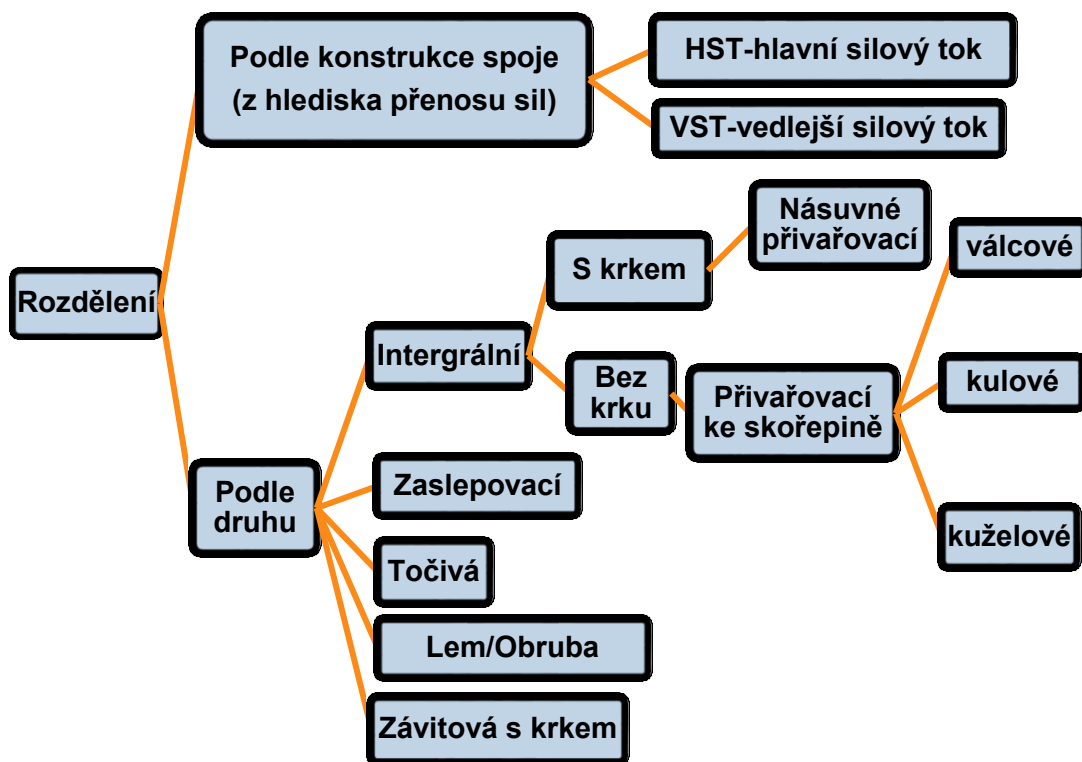
- hodnoty tlaku p [MPa] a teploty T [°C] ve všech zatěžujících stavech (např. montážní stav, testovací stav, výpočtový stav, najíždění atd.),
- dovolená míra netěsnosti L [mg/s·m] (pouze pokud je zákazníkem nebo příslušnou normou požadována),
- působení všech vnějších přídavných zatížení (síly $F_{P,0,E}$ [N], momenty $M_{0,E}$ [N·m]), které by mohly ovlivnit funkčnost spoje,
- typ zatížení (dynamické, nízko-cyklové, jednorázové zatížení),
- pracovní podmínky, ve kterých se navržená příruba vyskytuje (např. teplota okolí, korozní agresivita atmosféry),
- podrobné údaje o materiálech dílčích komponentů spoje (příruba, šroub, těsnění).



Obr. 1.1-Potřebné údaje pro výpočet

1.2 Základní rozdělení kruhových přírubových spojů

Jak se rozdělují těsněné kruhové přírubové spoje zobrazuje obrázek. 1.2. Rozdělení druhů přírub převzato z normy ČSN [3] str. 17-21.



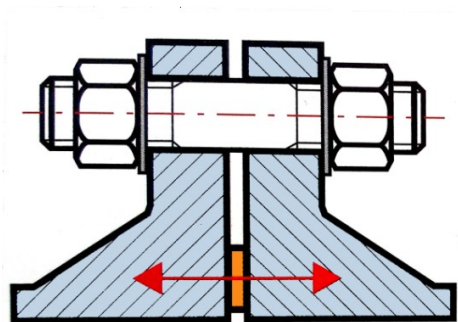
Obr. 1.2-Rozdělení přírubových spojů

1.3 Rozdělení konstrukce přírubového spoje z hlediska přenosu sil

V dnešní době existuje celá řada norem, které definují výpočet těsněných přírubových spojů. Spoj však musí být v souladu se vstupními požadavky normy. Hlavní požadavky jsou kladeny na druh příruby (integrální, zaslepovací atd.), a dále také na konstrukci spoje z hlediska přenosu sil (viz obr. 1.2). Neshoduje-li se přírubový spoj z hlediska druhu, lze se do jisté míry přiklonit k nejpodobnějšímu z normalizovaných druhů, a tvarové rozdíly pak zohlednit v závěru výpočtu, například přikloněním se k maximálnímu či minimálnímu utahovacímu momentu (dle situace). Avšak stanovuje-li norma výpočet pro konstrukci přírub s hlavním silovým tokem (HST), nelze výpočet použít pro přenos sil ve vedlejším silovém toku (VST).

Přenos silových účinku v hlavním silovém toku (HST)

Příruby na sebe nedosedají stykem kov na kov mimo těsnící plochu, ale hlavní silový přenos, vzniklý od předepnutí šroubu, je zjednodušeně situován v jednom konkrétním místě, tedy na takzvaném efektivním průměru těsnění d_{Ge} . Konstrukce těsnících ploch se liší podle druhu použitého těsnění a jeho polohy vůči ploše příruby (tzn. s nebo bez pera a drážky). Obrázky typů těsnících ploch viz ČSN [3] str. 16-17. Schéma přenosu sil v (HST) viz obr. 1.3.



Obr. 1.3-Hlavní silový tok HST [15]

Výhody

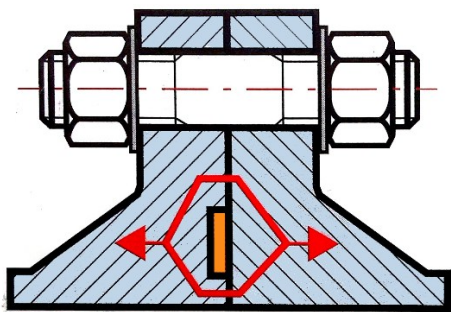
- lepší těsnicí vlastnosti spoje,
- pro větší předpětí ve šroubech,
- existují normy pro tvary a výpočet přírub,
- existují normy pro výběr vhodného těsnění a výpočet těsnosti.

Nevýhody

- při vnějších zatíženích dochází k velkým změnám tlaku na těsnění,
- špatné vlastnosti při dynamickém zatížení,
- náchylnější na teplotní vlivy.

Přenos silových účinků ve vedlejším silovém toku (VST)

Příruby při plném dotažení spoje dosedají stykem kov na kov. Hlavní těsnicí síly se nepřenáší pouze těsněním, ale i okolním materiálem přírub. Velikost těsnicí síly nezávisí bezprostředně na utažení šroubů, ale také na vlastnostech stlačitelnosti těsnění a jeho tloušťce nad dosedací plochou přírub před stlačením. Z těchto okolností plynou určité výhody i nevýhody.



Obr. 1.4 Vedlejší silový tok VST [15]

Výhody

- vnější namáhání nemá příliš velký vliv na těsnost spoje,
- pro přenos velkých namáhání,
- nedochází ke změně těsnicí plochy vlivem provozních sil,
- změna tlaku na těsnění v provozu je zapříčiněna pouze relaxací materiálu.

Nevýhody

- velká hmotnost spojovaných částí,
- neexistují normy pro návrh rozměrů přírub a těsnění,
- nejednoznačné posouzení těsnosti.

1.4 Výpočet přírubového spoje obecně

Výpočet přírubových spojů lze obecně rozdělit do tří fází.

a) Fáze dimenzování

V této fázi se navrhují základní rozměry přírub. Při návrhu se často využívá empirických vztahů, které vychází z dlouholetých zkušeností konstruktérů. Jedná se tedy spíše o hrubý odhad parametrů přírub, který se určuje na základě typu zařízení, velikosti předpokládaných provozních tlaků, rozměrů připojovaných částí apod.

b) Fáze průkazu pevnosti

Jde o kontrolu přírub a těsnění z hlediska velikosti napětí. Kontrola se provádí zvlášť pro každý komponent spoje a ve všech provozních stavech, které mohou nastat. Pro přesnější analýzu rozptylu a koncentrace napětí se využívá metody konečných prvků.

c) Fáze průkazu těsnosti

Je určováno minimální předpětí šroubů v montážním stavu i ve všech následných provozních stavech tak, aby se dodržela požadovaná třída těsnosti. Tím je zajištěno, že minimální hodnota tlaku na těsnění není nižší, než stanovuje požadovaný předpis těsnosti.

Přehled nejznámějších předpisu a norem zabývajících se výpočtem těsněných přírubových spojů vzhledem k fázím výpočtu (a, b, c) viz tab. 1.1.

Tab. 1.1- Nejznámější výpočtové předpisy a normy

| Norma, předpis | HST | | | VST | | |
|------------------------|-----|----|----|-----|----|----|
| | a) | b) | c) | a) | b) | c) |
| ASME VIII | ✓ | ✗ | ✗ | - | - | - |
| ČSN EN 1591-1 | ✓ | ✓ | ⚠ | - | - | - |
| KTA 3201.2, KTA 3211.2 | ✓ | ✓ | ✓ | - | ✓ | ✓ |
| VDI 2200 | - | - | - | - | ✓ | ✓ |

pozn. ⚠ – Průkaz pevnosti není zcela přesný. Výpočet totiž připouští plastické deformace šroubu a přírub v provozu[15].

2 Problematika související s montáží šroubových spojů

Pomocí výpočtových předpisů a norem (viz tab. 1.1) lze určit odhad velikostí působících sil v přírubovém spoji. Vzhledem k jejich velikosti se stanovuje utahovací moment šroubů. Pro výpočet tohoto momentu se využívá odhadnutých hodnot součinitelů tření ve spoji. Při utahování v praxi je důležité se co nejvíce přiblížit odhadnutým podmínkami tření. V této kapitole je popsáno jakým způsobem tření ovlivňuje realizaci předpětí šroubu a jak se daná problematika řeší. Na závěr jsou uvedeny nejčastější způsoby utahování šroubových spojů.

2.1 Vliv tření na výsledný utahovací moment

Moment na klíči potřebný k utažení se skládá z momentu tření v závitech M_{tz} a momentu tření pod maticí nebo hlavou šroubu M_{tm} . Jedná se o tak zvané momenty odporu [6].

$$M_{tk} = M_{tz} + M_{tm} \quad (2.1)$$

Výsledný moment na klíči vyjádřený pomocí součinitelů tření má dle [6] tvar:

$$M_{tk} = F_o \cdot f_k \cdot R_k = F_o \cdot f_z \cdot \frac{d_2}{2} + F_o \cdot f_m \cdot \frac{d_m}{2} \quad (2.2)$$

Kde F_o je osová síla ve šroubu, f_k je celkový součinitel kluzného tření a R_k je rameno utahovacího klíče. Parametry f_z, f_m představují součinitele tření v závitu a pod maticí. Veličina d_m je střední průměr dosedací plochy pod maticí, d_2 pak střední průměr závitu šroubu.

Experimentálním měřením reálných hodnot součinitele tření je zjištěno, že moment odporu pod maticí tvoří přibližně jednu třetinu celkového utahovacího momentu na klíči. Zbývající dvě třetiny tak připadají na moment odporu v závitech. Pro šrouby přesné a s čistým povrchem závitu pak přibližně platí:

$$M_{tk} = \frac{3}{2} M_{tz} \quad (2.3)$$

Složka tření ovlivňuje, jak velká hodnota osově síly se vlivem utahování přenesou do šroubu. Neboli s rostoucím třením klesá účinnost sevření šroubového spoje vzhledem k vyvozené utahovací síle. Snahou tedy je přiblížit se v praxi k minimálním hodnotám tření. Zmenšování hodnot součinitelů tření může vést k narušení samosvornosti šroubu a následně k jeho povolování v provozu. Minimální přípustnou hranici celkového tření f_{kmin} (0,018 až 0,022) lze zjistit z podmínky, že moment potřebný k povolení matice se musí rovnat nule. Dosazení a výpočet (viz [6] str. 57). Nejlepší plastická maziva, obsahující disulfid molybdenu MoS_2 a grafit, dosahují při experimentech nejnižších hodnot celkového součinitele tření $f_k = 0,08$ při součiniteli tření na závitu $f_z = 0,1$. Tedy, i při nejlepších podmínkách, je bezpečnost proti povolení více jak třínásobná. Hodnota celkového součinitele je stanovena pro tření za pohybu, za klidu nabývá hodnot ještě o 30% větších. Bezpečnost lze ještě zvýšit vhodnou úpravou dosedacích ploch matice, či hlavy šroubu (např. úpravou rovných dosedacích ploch na plochy vyduté, použitím speciálních podložek).

Součinitel tření v závitech

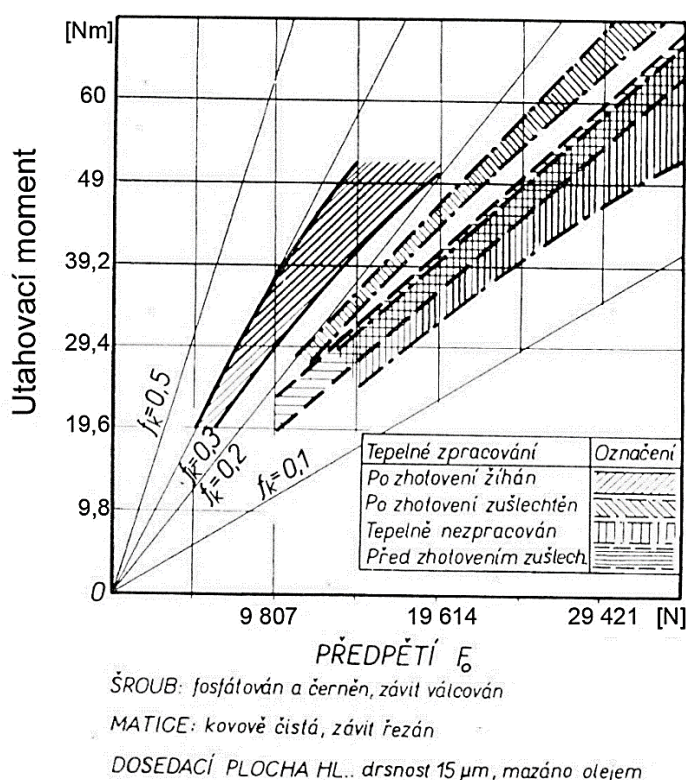
Jeho velikost ovlivňuje, v jaké míře se využije tahová únosnost šroubu vzhledem vynaložené síle na utažení. Se zvyšujícím se součinitelem tření na závitu roste i velikost závitové třecí síly na úkor síly tahové ve šroubu. Třecí síla způsobuje mimo snížení tahové síly i nežádoucí

namáhání dřívku šroubu na krut. Při utahování tak může dojít téměř k ukroucení šroubu, a přesto nebude zaručeno dostatečné utažení spoje.

Součinitel f_z je závislý na:

- drsnosti a úpravě povrchu závitu,
- druhu použitého maziva,
- tloušťce mazacího filmu a množství nečistot na závitu,
- na velikosti trvalé deformace závitu,
- způsob a zařazení tepelného zpracování šroubu.

Experimenty dokazují, že velikost f_z se mění také v závislosti na zatížení. Mnoho faktorů ovlivňujících součinitel f_z , způsobuje i velké rozptyly hodnot při měření. Rozptyly jsou tak velké, že není možné stanovit určitou obecně platnou střední hodnotu. Podrobný rozpis součinitelů tření v závitu viz [6] str. 54 až 55. Nejméně příznivé hodnoty jsou zaznamenány u šroubů žíhaných až po výrobě závitu ($f_z = 0,4$ až $0,6$), kdy hodnoty celkového součinitele kluzného tření jsou pak $f_k = 0,2$ až $0,3$. Naopak polotovary šroubů zušlechtěné před tvářením, vykazují daleko lepší třecí vlastnosti (viz obr. 2.1).



Obr. 2.1-Rozptyl f_k (na převzatém obrázku z [6]) vzhledem k tepelnému zpracování

Součinitel tření na dosedací ploše matice

Součinitel tření pod maticí také ovlivňuje míru přeměny utahovací síly na sílu tahovou ve šroubu. Velikost třecí síly a momentu však nezpůsobuje přidavné namáhání šroubu, ale pouze zvětšuje odpor při utahování. V některých případech je žádoucí zvětšování třecího odporu pod maticí z důvodu zvýšení bezpečnosti proti povolení spoje. V případě vyvození předpětí u větších průměrů šroubů, až na hranici tahové únosnosti, je naopak lépe tření pod maticí snížit aby se předešlo zadření a následnému poškození stykových ploch. Po utažení je film maziva narušen a mazivo časem ztrácí své vlastnosti, nebezpečí povolení tak nehrozí. Při namazání kontaktních ploch matice a spojovaných částí, vykazují daleko lepší třecí vlastnosti plochy

neleštěné. Zatím co u vyleštěných ploch se velká část maziva z místa kontaktu vytlačí, u drsnějších ploch mazivo ulpívá v mikro-nerovnostech povrchu. Hrubý odhad rozptylu hodnot dílčích součinitelů tření dle normy ČSN EN[3] viz **Příloha D** (tab. D1).

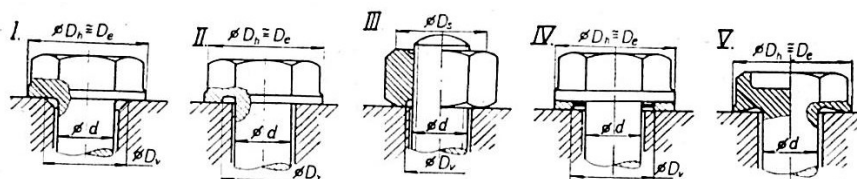
Vliv rozptylu hodnot součinitelů tření na utahování šroubu

Jak už je uvedeno výše, z pokusných měření nelze získat pouze jednu hodnotu součinitele tření. Ikdyž se použije jeden druh šroubů se stejnou povrchovou úpravou i mazivem, hodnoty se během utahování mění. Mohou mít rostoucí nebo i kolísavý charakter. Zatížení totiž způsobuje deformaci částí spoje a vytlačuje mazivo z místa kontaktu. Velikost rozptylu je výhodné v co největší míře snížit. Pokud se použije střední hodnota součinitele, který má velký rozptyl, může dojít nesprávnému utažení spoje. Požadovaného předpětí se buďto nedosáhne, nebo se naopak přesáhne.

Velikost rozptylu se dá ovlivnit:

- úpravou povrchu šroubu (kadmiování, fosfátování)
- použitím maziva
- úpravou dosedacích ploch matice či hlavy šroubu viz obr. 6 [6] str. 60.

Zatímco u neupravených ploch roste rozptyl lineárně s použitím větší velikosti matice, v případě dosedacích ploch upravených, rozptyl klesá. Konkávní dosedací plocha má menší kontaktní plochu. Menší plocha znamená méně nerovností, které by mohly ovlivnit rozptyl.



Obr. 2.2-Druhy úprav dosedacích ploch hlav šroubů [6]

Velikost a přesnost dosažení požadovaného předpětí ve šroubu dále ovlivňuje i počet utažení a povolení. Z počátku drsné dosedací plochy mezi maticí a spojovanými částmi se uhladí, dochází ke snížení tření, a předpětí se, při stejném utahovacím momentu, zvýší. Rovnováha dosaženého předpětí vznikne až po patnácti až dvaceti dotažení, kdy se deformace a vzniklé zpevnění závitu již nemění.

2.2 Problematika zadírání šroubu v závitech

Tlak v závitech, které se po sobě kloužou, roste se zvyšujícím se utahovacím momentem. Jestliže závit není přesně obroben, není mazaný, nebo je znečištěn, zvyšuje se tím riziko zadření. Zejména pak při častém utahování a povolování spoje. Šrouby větších jmenovitých rozměrů jsou náchylnější na zadření. Mají větší délkové rozměry. A tak poměrné stoupání vzhledem k průměru šroubu je menší, délka třecí dráhy je větší, a proto i úhel nutný pro dotažení je větší. Pravděpodobnost zadření je menší při snížení součinitele tření v závitech. Zadírání znemožňuje plné využití tahové únosnosti šroubu.

Snížení součinitele tření v závitech

Snížit tření lze více způsoby. Mezi nejběžnější a nejjednodušší způsoby patří promazání závitu. Pokročilou metodou je pak úprava povrchu závitu. Menší sklon k zadírání lze získat technologií výroby závitu.

Vhodná maziva:

- koloidní grafit s olejem (utahování není kontinuální),
- disulfid molybdenu (např. průmyslová maziva Molykote [13]),
- lůj,
- běloba zinková rozředěná olejem.

Úprava povrchu závitu:

- galvanické pomědění,
- impregnace šroubu směsí vosku a parafínu v tavenině (pro eloxované šrouby),
- teflonový povlak (zejména pro šrouby a matice z titanových slitin),
- jiné moderní druhy povlaků (např. šrouby Power torque LF kote) viz obr. 2.3,
- nitridování (zvyšuje odolnost proti otěru a mez únavy materiálu).

pozn. Nitridovat je doporučeno pouze do hloubky 0,1 mm. Tvrzená povrchová vrstva nemá takovou schopnost elastické deformace jako netvrzené jádro závitu. Důsledkem toho vznikají na povrchu trhlinky. V místech s nejhlubší tvrzenou vrstvou dochází k vydrolování a vylamování povrchu. U závitu je tímto místem špička závitu, která se z toho důvodu předem zabrušuje. V takovém případě je nutné již při výrobě závitu zvětšit jeho jmenovitý průměr [6].

Vhodné technologie výroby závitu:

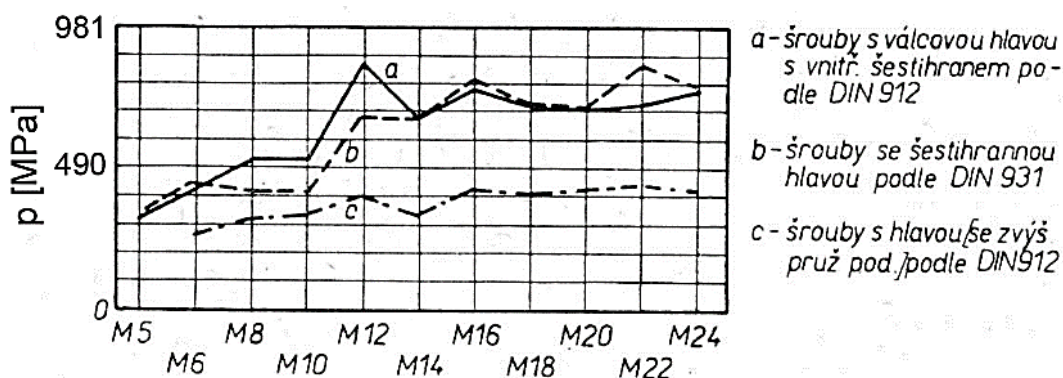
- zpevnění závitu převálcováním
- výroba vnějších závitu tvářením



Obr. 2.3- Šrouby Power torque LF kote [12]

2.3 Problematika zadírání hlav šroubu a matic

Tlak, který během utahení vznikne mezi kontaktní plochou matice a spojované části, může nabývat poměrně vysokých hodnot (viz obr. 2.4). Velikost tlaku ovlivňuje průměr díry ve spojovaných částech a rozměr otvoru pro klíč D_s případně průměr osazení matice D_h , D_e viz obr.2.2). Je nutné počítat s tím, že velikost díry je rozšířená sražením hrany. Sražení je důležité pro správné ustavení šroubu, který má přechod mezi hlavou a dříkem zaoblen. Zadření hlavy šroubu či matice způsobuje poškození povrchu utahované části a pokles účinnosti přenosu utahovací síly na sílu předpětí.



Obr. 2.4-Přehled o velikosti dosedacího tlaku [6]

K zadření může dojít i v případě použití maziva. Ne každé mazivo je schopné udržet mazací film i při vysokém tlaku a otáčení matice. Velikost dosedacího tlaku je omezena také druhem materiálu svíraných částí. Maximální dovolené hodnoty povrchového tlaku pro přípustné vtlačení ploch (0,1 až 0,2 mm) jsou uvedeny v tabulce 7.4 [6] str. 119. Nastane-li případ, že se utahují části z měkkých slitin (Al, Mg) při použití kalených podložek, je nutné zkontrolovat, zda nedojde k vmáčknutí podložky do materiálu. Případně vzniklý ostrý vrub zvyšuje riziko vzniku únavového lomu. To samé platí i pro rýhu vydřenou rohem šestihranné matice. Snížit riziko zadření lze i pomocí podložky, která rozkládá tlak pod maticí na větší plochu.

2.4 Způsoby utahování šroubových spojů

Šroubové spoje jsou obecně velmi rozšířené. Používají se jak v profesionální, tak i neprofesionální sféře. U běžných spojů není potřeba se metodikou utahování zabývat a utažení lze provést pomocí klasického ručního nářadí. Avšak ve sféře profesionální jsou na spoje kladeny zvláštní požadavky z hlediska těsnosti, nebo pevnosti. V takové případě není vhodné použít běžné ruční nářadí, ale speciální nástroje, pomocí kterých lze s určitou přesností kontrolovat utahovací moment, a tím i výslednou sílu předpětí šroubů.

Utahování pomocí běžného ručního nářadí

Vhodné pouze v případě, že nejsou na šrouby spoj kladeny žádné specifické požadavky z hlediska únosnosti či těsnosti. Nelze kontrolovat přesnost hodnoty utahovacího momentu a síly předpětí. Pro utahování se doporučuje použít přednostně klíče nástrčkové (zavřené) na místo klíčů otevřených. Čelisti otevřeného klíče mají tendenci se rozevírat a tak poškozovat šestihran matice.

Dosažení přepětí pomocí momentového klíče

Existuje několik druhů ručních momentových klíčů. Buďto se měří velikost momentu během utahování a jeho hodnota se zobrazuje na číselníku. Nebo je velikost utahovacího momentu nastavena předem a dosažení hodnoty je zajištěno pomocí nastavitelné kluzné spojky nebo západkového mechanismu, což je systém méně přesný. Použití těchto klíčů není příliš vhodné, má-li se dosáhnout maximální hranice utahovacího momentu, kdy je požadováno napětí materiálu šroubu blízké k mezi kluzu. V takovém případě hrozí nedotažení, nebo v horším případě, přetažení šroubového spoje. Po přetažení pak nastává plastická deformace šroubu. U těchto momentových klíčů se nepřesnost pohybuje okolo 30%. Klíče profesionální (s displejem) disponují nepřesností pouze cca 10%. Další chybu do procesu utažení vnáší lidský faktor.

Využití pneumatických, elektrických a hydraulických klíčů

Pneumatické a elektrické vysokofrekvenční klíče využívají pro dosažení předpětí šroubového spoje určitého počtu úhozů. Počet úhozů se nastavuje pomocí omezovače. Vznik úhozů zajišťuje kuželíková spojka přeskakováním jednotlivých kuželíků ve žlábcích přírub. Velikost momentu na klíči se nastavuje regulačním zařízením, které je spojeno s unášecem utahovacího nástroje.

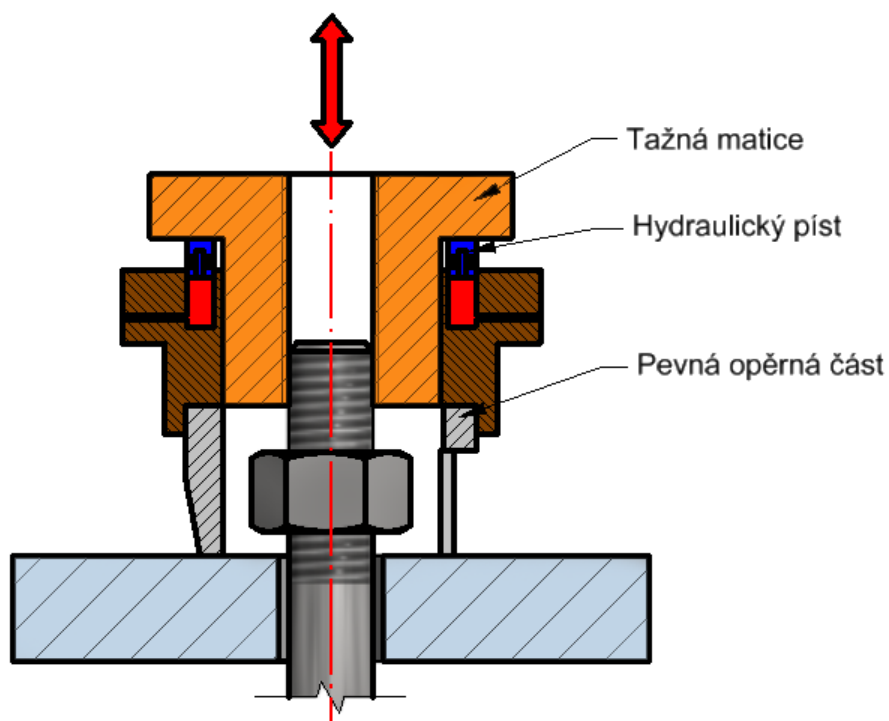
Hydraulické utahovák disponují poměrně velkým rozsahem točivých momentů na klíči. Velikost kroku (úhlu otočení), přesnost i rozsah použití se liší podle výrobce. Orientačně se nepřesnost utažení pohybuje okolo 3%. Pro převod velikosti utahovacího momentu na velikost pracovního tlaku mechanismu se využívají převáděcí tabulky výrobce.



Obr. 2.5-Hydraulický utahovák[15]

Realizace požadovaného předpětí hydraulickým napínákem

Pomocí hydraulického napínáku lze vyvodit předpětí ve šroubu, aniž by celý proces utahování byl ovlivňován třením.



Obr. 2.6- Schéma hydraulického napínáku

V první fázi, se spoj dotáhne ručně. Poté se mechanismus usadí tak, aby se tažná matice mohla namontovat na šroub. Hydraulické písty vysunou tažnou matici o vzdálenost, která má vyvodit nutné předpětí šroubu. Poté se spoj opět ručně dotáhne a písty se vrátí do původní

pozice. Elastické deformace ve šroubu vytvoří požadované předpětí. Výhodou této metody je, že ve šroubu při utahování nevzniká namáhání krutem a s tím spojená deformace, která po utažení odezní a způsobuje pokles předpětí. Rovněž vymizí problematika utahování, týkající se tření. Díky tomu se značně zvýší přesnost utažení. Za nevýhodu lze označit nutnost použití šroubů s delší závitovou částí na jedné straně, aby bylo možné dostatečně zašroubovat tažnou matici.

Metoda měření uhlu dotažení matice

Tato metoda je účelná pouze případě, že úhel pootočení matice je dostatečně velký a měřitelný (např. delší šrouby s větší délkovou roztažností). Dalším požadavkem je přesné dosednutí ploch matice. Metoda není vhodná pro dynamicky namáhané šrouby. V prvním kroku je nutné utáhnout spoj tak, aby došlo k správnému usazení kontaktních ploch. Poté se spoj povolí a opět dotáhne na menší utahovací moment (cca 10% požadovaného předpětí). Tato poloha se stane výchozí pro následné měření uhlu, proto se poznačí na spojované části (např. fixou). Nyní lze spoj dotáhnout na konečné předpětí. Úhel dotažení se může určit podle normy ČSN 73 1495 [5] nebo vypočítat podle níže uvedeného vztahu.

Výpočet uhlu utažení:

$$\theta = \frac{180 \cdot F_0}{\pi \cdot s \cdot C_s} = [^\circ]$$

Doporučením je, držet při utahování klíč blízko čelistí tak, aby bylo možné překrýt palcem ruky hlavu šroubu. Značně se tím sníží rozptyl utažení. Dále se příliš nedoporučuje používat hodnoty uhlu dané normou ČSN [5]. Nejpresnější je stanovit úhel utažení z experimentu provedeného na konkrétním spoji. Přesnost utažení se obecně pohybuje kolem 15%.

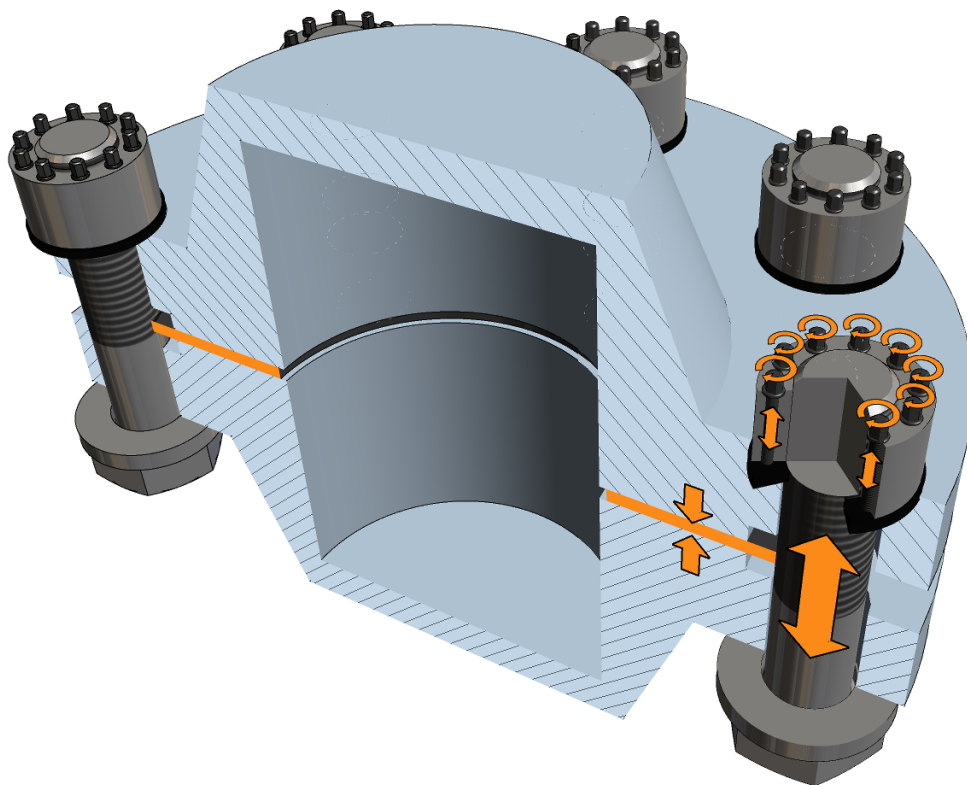


Obr. 2.7-Zařízení na měření uhlu utažení[15]

Realizace předpětí pomocí matice „Super-bolt“

Jedná se o více šroubový přepínací prvek nahrazující běžnou šestihrannou matici. Matice Super-bolt je válcového tvaru, má závit odpovídající velikosti šroubu. Pod maticí je speciální kalená podložka s plochým povrchem. Dalším prvkem jsou tzv. „Jackbolt“. Tyto menší šrouby mají vlastní závit ve válcové matici (viz. obr. 2.8). Při utahování se nejdříve ručně utáhne matice válcového tvaru. Poté se utahují „Jackbolt“, které tlačí na tvrzenou podložku a zvyšují tak předpětí šroubu. Oproti běžným způsobům utahování má více šroubový předepínací prvek řadu výhod. Utahovací moment potřebný k dotažení běžných matic a šroubů roste

exponenciálně s tím, jak roste jejich jmenovitý rozměr. Je to dáno většími rozměry třecích ploch a tím větším třecím odporem, který je nutno překonat. Při použití matice „Super-bolt“ lze vyvodit velké předpětí šroubu i za pomoci ručního momentového klíče. Přesnost vytvořeného předpětí je cca 5% [14].



Obr. 2.8- Přírubový spoj s maticí Super-bolt

Schéma funkce matice „Super-bolt“ (viz obr. 2.8) je vytvořeno v programu Autodesk Inventor [19] a následně upraveno programem Inventor Publisher [18]. Všechny dále uvedené 3D schémata jsou vytvořeny stejným způsobem.

Další metody pro utahování šroubových spojů

- měřením prodloužení šroubu
- realizace předpětí zahřátím šroubu
- vyvození předpětí pomocí speciálních maticových podložek

3 Specifikace řešeného mezichladiče

Mezichladič je zařízení, které slouží k ochlazení vstupujícího média pomocí trubkovnice, ve které proudí chladicí kapalina. Pro návrhový výpočet jsou firmou ONDRSTROJ stanoveny výpočtové teploty i tlak pro dílčí pracovní prostory mezichladiče. Tyto prostory jsou během své životnosti vystaveny určitým provozním stavům. Hodnoty viz tab. 3.1 Zatížení v provozních stavech odpovídá nízko-cyklovému namáhání. Neboť, počet cyklů zatížení po dobu 15 let životnosti mezichladiče nepřesahuje hodnotu $n = 10^3$ cyklů. Cyklus je definován jako najetí tlaku z tlaku $P_0 = 0 \text{ MPa}$ na maximální provozní tlak P_{max} MPa.

Základní zatěžovací stavy:



I=0.....Montážní stav

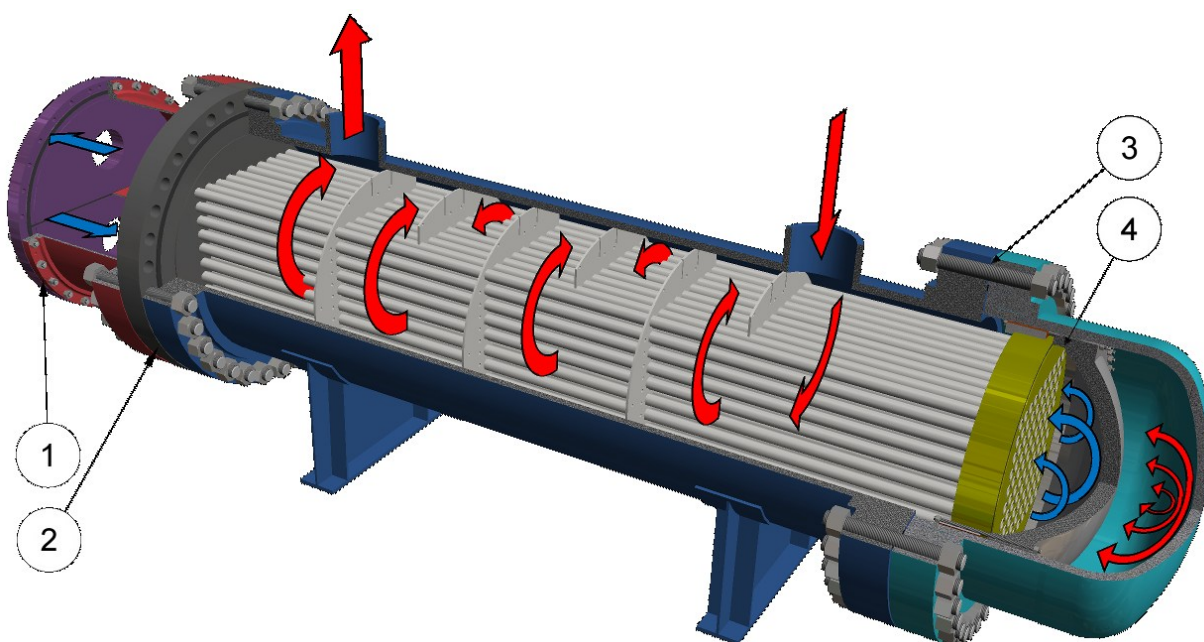
I=I.....Výpočtový stav (provozní chod navýšený o míru bezpečnosti)

I=II.....Testovací stav (při tlakových zkouškách těsněných prostorů)

pozn. Stavy (I=I) a (I=II) se dále označují také jako provozní stavy.

Tab. 3.1-Popis schématu Mezichladiče

| Prostory mezichladiče | Pracovní médium | Pozice |
|---|--------------------------|---------------------------|
|  Chladicí prostory | Chladicí kapalina (voda) | Přírubový spoj 1, 2, 3, 4 |
|  Horký prostor | Plyn | |



Obr. 3.1- Schéma pracovního chodu mezichladiče

Tab. 3.2-Parametry dílčích zatěžovacích stavů

| | Chladicí prostory | | | Horký prostor | | |
|-------------|-------------------|-----|------|---------------|------|-------|
| Dílčí stavy | I=0 | I=I | I=II | I=0 | I=I | I=II |
| Tlak [MPa] | 0 | 0,7 | 0,91 | 0 | 8,45 | 10,99 |
| T [C°] | 20 | 85 | 25 | 20 | 137 | 25 |

K dispozici jsem měl kompletní výkresovou dokumentaci zadaného mezichladiče včetně seznamů položek všech podsestav. Potřebné údaje o materiálech přírub a šroubů, pro různé provozní podmínky, jsou dostupné v materiálových listech ASME [2]. Ty mi byly poskytnuty k nahlédnutí firmou ONDRSTROJ. Údaje pro použité těsnění jsou dostupné v katalogu firmy POKORNÝ [15].

Tab. 3.3-Rozpis materiálů

| Rozpis materiálů dílčích částí spoje | Označení dle ASME [2] |
|--------------------------------------|-----------------------|
| Příruby | SA 266 Gr.2 |
| Těsnění | GRAFIT+S.S. 316 |
| Šrouby | SA 193 Gr. B7 GALV. |
| Matice | SA 194 Gr.2H GALV. |

Poskytnutá výkresová dokumentace mezichladiče obsahuje také tabulku, která určuje rozmezí hodnot utahovacích momentů (viz tab. 3.4) pro dílčí přírubové spoje (viz obr. 3.1).

Tab. 3.4-Hodnoty rozmezí utahovacích momentu pro dílčí přírubové spoje

| Přírubový spoj | Rozmezí utahovacích momentů |
|----------------|---|
| 1 | $M_{UR} = 200 \text{ až } 600 [\text{Nm}]$ |
| 2 | $M_{UR} = 6200 \text{ až } 12800 [\text{Nm}]$ |
| 3 | $M_{UR} = 6200 \text{ až } 12800 [\text{Nm}]$ |
| 4 | $M_{UR} = 80 \text{ až } 170 [\text{Nm}]$ |

4 Prověření návrhu dle ASME Code, Sec. VIII, Div. 1

Pro určené přírubové spoje byly již firmou ONDRSTROJ provedeny kontrolní výpočty dle normy ASME [3]. Proto se v první fázi práce seznamuji s touto normou a následně prověřuji postup výpočtu.

4.1 Obecný popis a rozdělení normy

Jedná se o normu vytvořenou Americkou asociací strojních inženýrů. Obsahuje rozsáhlý soubor předpisů na projektování, kontrolu, testování a certifikaci různých tlakových zařízení pracujících na vnitřním či vnějším tlaku nad 0,2 MPa. Tento tlak může být získán jak z přímého zdroje tepla uvnitř nádoby, tak i z vnějšího zdroje. Předpisy se v průběhu doby doplňují, rozšiřují a obsahují sadu povinných i nepovinných příloh. Pokud norma vydaná v dalším roce prošla doplněním, jsou takové části barevně odlišené, jde o tzv. „Addenda“. Dodatky, které povoluje komise, se označují názvem „Code Cases“. Celý systém normy je vůči teoretickému výpočtu doplněn řadou empirických doplňků a úprav. Proto může dojít k situaci, kdy některý výrobce požaduje od ústředí ASME, aby mu poskytli vysvětlení ohledně určité sporné situace. Často kladené dotazy se pak objeví v dalším vydání. Normy platí jako zákonný předpis téměř po celém území USA. Ve velké míře je norma zastoupena také v provinciích Kanady. V dnešní době je díky znění v anglickém jazyce používána i v Evropě a jiných zemích, které nemají vlastní srovnatelné normy. Norma zahrnuje rozsáhlé předpisy pro všechny stadia návrhu. Od volby materiálu, přes návrh rozměrů komponentů a jejich kontrolní výpočet, až po provozování zařízení. Sekci VIII tvoří mimo jiné další dvě divize (viz další rozdělení sekcí) [10]

Rozdělení sekcí normy ASME

- I. Návrh kotlů pro energetiku.
- II. Materiály (materiálové listy).
 - Část A-kovové materiály.
 - Část B nekovové materiály.
 - Část C svařovací dráty, přídatné materiály nebo elektrody.
- III. Návrh komponentů pro jaderné elektrárny.
 - Podsekce NCA-požadavky pro divizi 1,2.
 - Divize 1(rozdělení na další podsekce, např. návrh podpěr komponentů).
 - Divize 2 (předpis pro betonové nádoby reaktoru).
- IV. Kotle pro vytápění (např. ohřev vody).
- V. Nedestruktivní zkoušky
- VI. Doporučená pravidla pro údržbu a provoz topných kotlů.
- VII. Doporučené pokyny k údržbě energetických kotlů.
- VIII. Tlakové nádoby
 - Divize 1-(viz úvod kapitoly č. 4).
 - Divize 2-(tlakové nádoby s tlakem nad 0,2 [MPa], přísnější požadavky na materiály, povoleny vyšší i dynamická namáhání, nádoby pro potápění).
 - Divize 3-(vhodné pro vysokotlaké nádoby s tlakem nad 68,5 [MPa]).
- IX. Odborné požadavky na svařování a pájení natvrdo.
- X. Tlakové nádoby s plastovou výztuhou.
- XI. Pravidla pro vnitřní kontroly komponentů jaderných elektráren.
- XII. Pravidla pro stavbu a následnou údržbu nádrže po i během převozu (pravidla pro přepravu velkoobjemových nádob po moři, železnici, rychlostních silnicích nebo vzduchem)[10].

4.2 Prověření výpočtů stávajícího návrhu

Normou stanovené výpočtové postupy jsou převážně empirického charakteru. Nevýhodou tohoto konzervativního přístupu je, že není stejně vhodný pro všechny druhy, velikosti a tvary nádob, přírub, šroubů a těsnění.

Podle zadaných parametrů je proveden kontrolní výpočet **Přírubového spoje 1** (viz obr. 3.1). Výpočet je značně rozsáhlý, proto je celý postup uveden v **Příloze B**. Výsledkem řešení je prověření přírub, zda vyhovují z hlediska pevnosti a tuhosti. Kontroly šroubů ani těsnění výpočet neobsahuje. V průběhu výpočtu se navrhne doporučená síla nutná k utěsnění spoje a tomu odpovídající síla ve šroubech. Účinky těchto sil, a namáhání od pracovního tlaku, jsou vstupními parametry pro pevnostní kontrolu přírub. Kontroly se vyhodnocují pro stav výpočtový ($I=I$) i stav montážní ($I=0$). Součástí toho je i prověření indexu tuhosti příruby.

Tab. 4.1-Přehled kontrolních výsledku ASME

| Kontroly napětí a tuhosti přírub | Výsledky Přílohy B | | Výsledky firmy | |
|--|--------------------|--------------------|--------------------|--------------------|
| | ($I=0$) | ($I=I$) | ($I=0$) | ($I=I$) |
| S_H | $49,87 \leq 207$ ✓ | $50,92 \leq 207$ ✓ | $68,44 \leq 207$ ✓ | $62,35 \leq 207$ ✓ |
| Průměr S_H a S_T | $36,78 \leq 138$ ✓ | $29,05 \leq 138$ ✓ | $38,91 \leq 138$ ✓ | $35,45 \leq 138$ ✓ |
| Průměr S_H a S_R | $62,52 \leq 138$ ✓ | $63,84 \leq 138$ ✓ | $85,80 \leq 138$ ✓ | $78,16 \leq 138$ ✓ |
| J | $0,16 \leq 1$ ✓ | $0,17 \leq 1$ ✓ | $0,19 \leq 1$ ✓ | $0,19 \leq 1$ ✓ |

Pro kontrolu jsou srovnány výsledky výpočtu **Přílohy B**, s výsledky stanovené firmou ONDRSTROJ. Z tab. 4.1. je zřejmé, že se hodnoty mírně liší. Po podrobnější analýze firmou stanovených výpočtů je zjištěno, že jsou použity jiné hodnoty parametrů těsnění. Faktor těsnění (m) i požadovaná hodnota napětí na těsnění (y) nejsou v souladu se zadaným těsněním PowerGraf 3 Premium. Výpočet je koncipován pro hřebíkové těsnění.

Norma ASME [3] slouží především k dimenzování spoje. Výpočet nestanovuje parametry jako:

- měrný tlak na těsnění, který je důležitý pro průkaz těsnosti
- utahovací momenty
- velikost natočení listů přírub atd.

Aby bylo možné posoudit, zda je spoj správně navržen i z hlediska pevnosti zadaného těsnění PowerGraf 3 Premium, je nutné pro další výpočty použít metodiku výpočtu dle ČSN EN 1591-1 [3].

5 Výpočet přírub dle normy ČSN EN 1591-1

Jedná se o evropskou normu, která obsahuje metodiku pro výpočet kruhových přírubových spojů s těsněním a šrouby. Stanovený postup slouží především k optimalizaci spoje z hlediska těsnosti a pevnosti. Výpočet pevnosti přírub (a připojené skořepiny), v provozním stavu, je založen na plastické mezní analýze. Zatím co výpočet těsnosti v montážním stavu plyne z elastické analýzy všech prvků spoje (mimo těsnění, u kterého se předpokládá i plastická deformace). Z důvodu připouštění plastických deformací přírub, není možné zaručit těsnost v provozu. Případné dynamické účinky sil se zohledňují příkloněním se na stranu větší bezpečnosti. Princip metody výpočtu je podrobněji popsán v ČSN EN [3] **Příloze D** str. 43; 44.

5.1 Nutné podmínky pro výpočet

Přesnost výpočtu silně závisí na vstupních parametrech těsnění, je nutné vycházet ze zkoušek těsnění dle ČSN EN 13555 [4]. Výpočtový postup platí pouze pro spoje s konstrukcí typu **HST** (viz kapitola 1.3). Není rovněž určen pro příruby s těsněním, které má příliš rozdílnou tuhost v šířce jeho průřezu. Před samotným výpočtem je v normě zařazena kapitola, která stanovuje nutné požadavky na geometrii (např. mezní rozměry přírub, počet šroubů), materiál a zatížení přírub (viz [3] str. 22). Protože je výpočet iterativní, je nezbytné použít pro kalkulace výpočtový program vytvořený např. Microsoft Excel[16].

5.2 Výpočet Přírubového spoje 3

Ve výpočtu spoje musí být zohledněny všechny zatěžovací stavy. Minimálním požadavkem je zohlednění montážního, výpočtového a testovacího stavu. V případě, že se testovací stav nebude v průběhu životnosti opakovat, výpočet se rozděluje do dvou částí:

-A: montážní stav ($I=0$) + stav výpočtový ($I=I$)

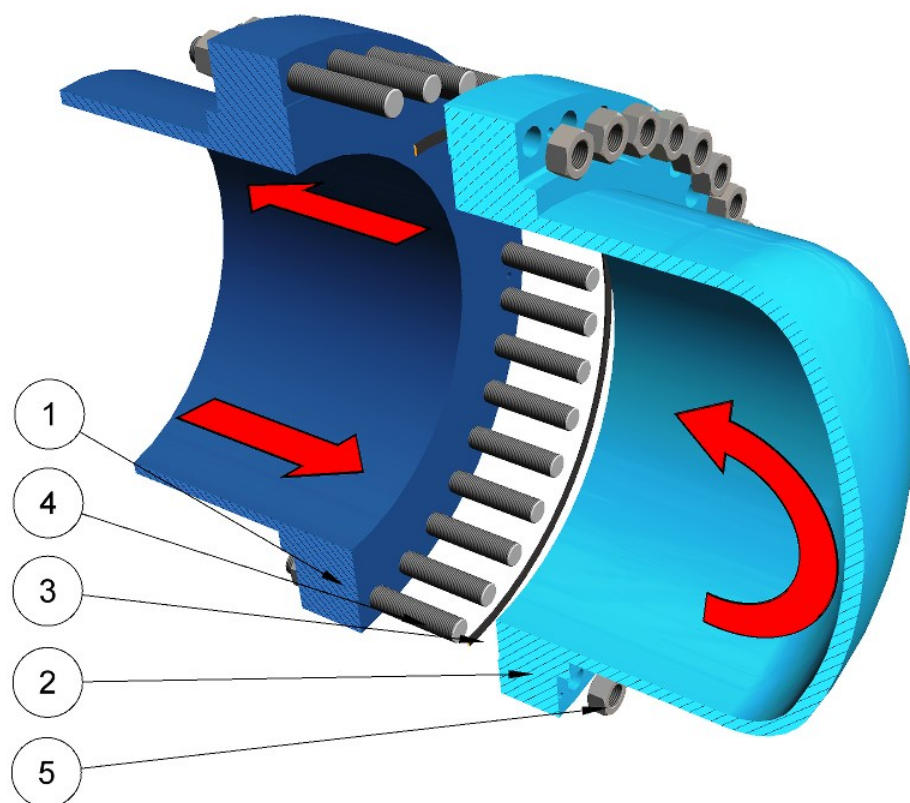
-B: montážní stav ($I=0$) + stav zkušební ($I=II$)

Výpočtové postupy stavu ($I=I$) neliší od stavu ($I=II$), názorný výpočet se provede pouze pro část **A**. Část **B** je vyhodnocena ve výsledkové tabulce (viz tab. 5.3). Parametry dílčích zatěžovacích stavů viz tab. 3.2.

Tab. 5.1-Kusovník Přírubového spoje 3

| Pozice | Název | Počet [ks] | Materiál dle ASME [2] | Alternativa značení dle EN |
|--------|------------------|------------|-----------------------|----------------------------|
| 1 | Komora 3 | 1 | SA 266 Gr.2 | S235JRG2 |
| 2 | Víko 3 | 1 | SA 266 Gr.2 | S235JRG2 |
| 3 | Těsnění 3 | 1 | GRAFIT+S.S.316 | GRAPHIT+S.S.316 |
| 4 | Závitová tyč M64 | 36 | SA 193 Gr. B7 | 42 CrMo 4 |
| 5 | Matice M64 | 72 | SA 194 Gr.2H | 42 CrMo 4 |

Pro výpočty dle ČSN EN [3] jsou firmou POKORNÝ stanoveny alternativní materiály dle evropského značení. Parametry materiálů pro dílčí zatěžovací stavy, viz **Příloha D** (tab. D. 3).



Obr. 5.1-Přírubový spoj 3

Specifikace těsnění

V přírubovém spoji je použito těsnění z expandovaného grafitu s perforovanou kovovou vložkou. V názvosloví firmy POKORNÝ, se těsnění označuje jako PowerGraf 3 Premium.



Obr. 5.2-Power Graf 3 Premium

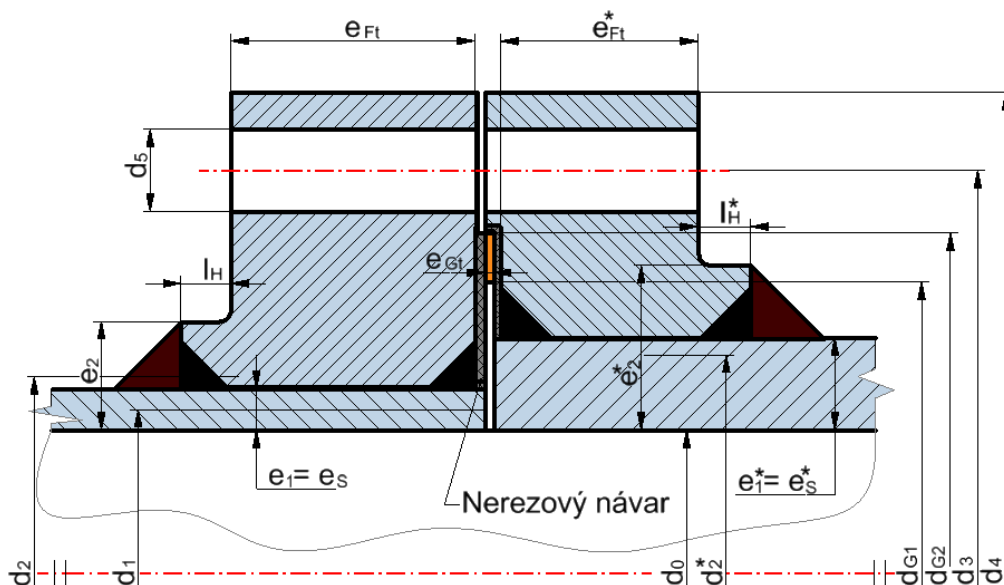
Perforovaný plech zajišťuje větší odolnost proti měrným tlakům a nepříznivým deformacím. Měkký grafit zajišťuje správnou těsnost tím, že se vtlačí do mikro-drsností materiálu těsnící plochy. Těsnění je při běžném použití vhodné pro povrchové tlaky (5 až 140) MPa při teplotách až 500°C. Podrobnější údaje poskytuje výrobce těsnění.

5.2.1 Určení základních parametrů výpočtu

Základními parametry se rozumí efektivní rozměry a hodnoty tuhostí spoje, které jsou nutné pro další výpočet. Norma ČSN EN [3] str. 17-21 odlišuje výpočty parametrů pro různé

typy přírub (viz obr. 1.2). V tomto případě jsou obě příruby nejlépe shodné s konstrukcí „Násuvné přivařovací příruby s krkem“. Mají shodný výpočtový postup i vzorce. Názorný výpočet je proveden pouze pro **Komoru 3** a uveden v **Příloze C1**. Výsledné hodnoty pro **Víko 3** jsou uvedeny v **Příloze D** (tab. D. 2). V případě, že se přírubový spoj neskládá ze dvou identických částí, je nutné provést výpočet pro každou přírubu zvlášť dle vzorců příslušících danému typu.

Pozn. Znak „*“, nad dílčími parametry výpočtu, se vztahuje k druhé přírubě, tedy **Víku 3**.



Obr. 5.3-Výpočtové rozměry příruby

Tab. 5.2-Základní rozměry Přírubového spoje 3

| Parametr | Komora 3 | Víko 3 (*) |
|--------------------------|----------|------------|
| d_0 [mm] | 1050 | 1120 |
| d_1 [mm] | 1085 | 1160 |
| d_2 [mm] | 1139 | 1149 |
| d_3 [mm] | 1470 | |
| d_4 [mm] | 1595 | |
| d_5 [mm] | 66 | |
| l_H [mm] | 40 | |
| $e_1=e_s$ [mm] | 35 | 40 |
| e_2 [mm] | 89 | 89 |
| e_{Fl} [mm] | 195 | 160 |
| e_{G1} [mm] | 3 | |
| n_B [ks] | 36 | |
| A_F [mm ²] | 51176,96 | 37101,89 |
| d_{G1} [mm] | 1320 | |
| d_{G2} [mm] | 1370 | |

Pozn. k obr. 5.3 -Tloušťka nerezového návaru se ve výpočtu zanedbává. Přiklání se tak na stranu větší bezpečnosti.

5.2.2 Přiblížení hodnot

Jak už je zmíněno v kapitole (5.1), norma využívá k určení optimální hodnoty těsnicí síly iterační výpočet. Aby iterační výpočet mohl konvergovat, je nutné zpočátku stanovit alespoň přibližné hodnoty všech vstupních parametrů. Jedná se o tzv. přiblížení.

Určení přibližné síly na těsnění

Není-li předem známa hodnota předpětí šroubů, stanoví se přibližná hodnota těsnicí síly dle doporučeného vztahu (5.1) nebo dle jiných, výpočtářem stanovených, postupů. Hodnota dovoleného napětí šroubu v montážním stavu f_{B0} viz **Příloha D** (tab. D3).

$$F_{G0,od} \leq \frac{A_B \cdot f_{B0}}{3} - F_{R0} = \frac{96335,57 \cdot 681,8}{3} - 0 = 218938862,77[\text{N}] \quad (5.1)$$

Odhad velikosti síly na těsnění $F_{G0,od}$ je nutné zkontrolovat i z hlediska maximálních dovolených hodnot napětí na těsnění Q_{smax} (viz **Příloha D** tab. D2) dle vzorce:

$$Q_{G0} = \frac{F_{G0mez}}{A_{Gt}} \leq 140 \Rightarrow F_{G0mez} = 140 \cdot A_{Gt} = 140 \cdot 105636,05 = 14\,789\,047,42[\text{N}]$$

Hodnota mezní síly na těsnění F_{G0mez} je menší, než hodnota doporučené síly na těsnění dle vzorce (5.1). Pokud by se pro další výpočet použila síla $F_{G0,od}$, nebylo by možné odečítat hodnoty z grafů zkoušek těsnění dle ČSN [4]. Charakteristiky jsou pro daný typ těsnění naměřeny pouze pro hodnoty jeho únosnosti, tedy do maximálního tlaku na těsnění Q_{smax} . V tomto případě je vhodné volit sílu na těsnění F_{G0} jako cca 90% mezní síly na těsnění F_{G0mez} . Platí tedy:

$$F_{G0} = 0,90 \cdot F_{G0mez} = 0,90 \cdot 14\,789\,047,42 \approx 13\,500\,000[\text{N}]$$

Určení přibližných vstupních parametrů iteračního výpočtu

Jedná se opět o počáteční odhad, kdy se předpokládá, že efektivní tloušťka těsnění se rovná tloušťce teoretické. První aproximace slouží opět jen jako tzv. přiblížení.

Předběžná efektivní šířka těsnění:

Velikost efektivní šířky těsnění b_{Ge} závisí (u většiny druhů těsnění) na velikosti těsnicí síly za provozu. Zjednodušeně se však tato šířka určuje pouze pro montážní stav kdy $F_G = F_{G0}$, kde F_{G0} je minimální síla na těsnění, které musí být při montáži dosaženo, aby se splnila kritéria těsnosti za provozu. Zjednodušený předpoklad rovněž stanovuje, že v zatěžovacím stavu se hodnota efektivní šířky b_{Ge} nezmění oproti šířce v montážním stavu

$$b_{Ge} = b_{Gt} \quad (5.2)$$

Efektivní průměr těsnění:

$$d_{Ge} = d_{G2} - b_{Ge} = 1370 - 25 = 1345[\text{mm}] \quad (5.3)$$

Efektivní plocha těsnění:

$$A_{Ge} = \pi \cdot d_{Ge} \cdot b_{Ge} = \pi \cdot 1345 \cdot 25 = 105\,636,05[\text{mm}^2] \quad (5.4)$$

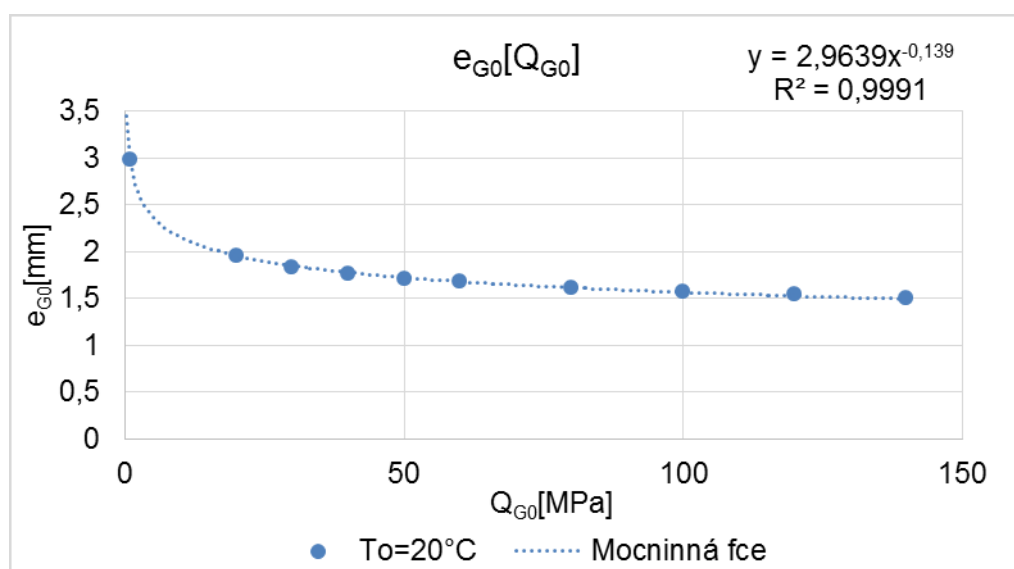
Počáteční napětí v těsnění v montážním stavu ($l=0$):

$$Q_{G0} = \frac{F_{G0}}{A_{Ge}} = \frac{13500000}{105636,05} = 127,80[\text{MPa}] \quad (5.5)$$

Určení modulu pružnosti těsnění

Jak už je zmíněno v kapitole 5.1, pro správný výpočet je nutné mít k dispozici charakteristiky těsnění získané zkouškou EN 13 555 [4]. Podrobné údaje o těsnění včetně zmíněných charakteristiky jsou dodány firmou POKORNÝ.

Nejdříve se určuje tloušťka těsnění $e_G(Q_{G0})$ při působení počátečního odhadu napětí. Pro účely iteračního výpočtu je výhodné proložit danou křivku vhodnou matematickou funkcí (lze využít regresi programu Excel [16]). Jako nevhodnější se jeví použít, pro tento případ, regresi mocninnou. Dosazením výsledné rovnice do iteračního procesu se dosáhne větší přesnosti i rychlosti výpočtu. Dochází totiž k automatickému odečítání hodnot z grafu, v průběhu iteračního výpočtu.



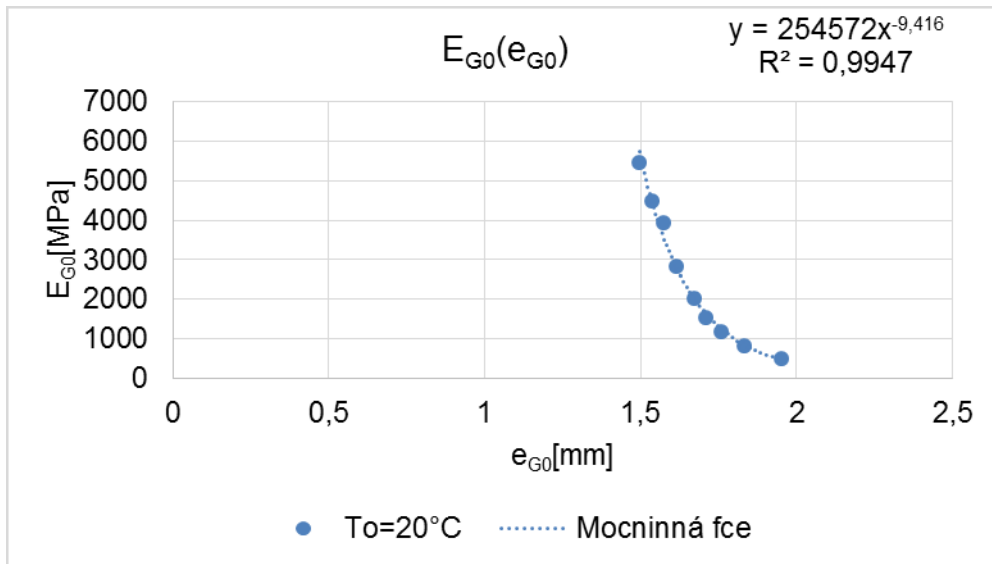
Obr. 5.4-Závislost tloušťky těsnění na působení napětí

Předběžná šířka těsnění v počátečním zatěžovacím státu se pak rovná:

$$e_{G0} = e_G(Q_{G0}) = 2,96 \cdot Q_{G0}^{-0,139} = 2,96 \cdot 127,80^{-0,139} = 1,51[\text{mm}] \quad (5.6)$$

Stejným způsobem se určí i modul pružnosti při určité míře stlačení (viz obr. 5.4).

$$E_{G0} = E_G(e_{G0}) = 254\,572 \cdot e_{G0}^{-9,416} = 5\,245,77[\text{MPa}] \quad (5.7)$$



Obr. 5.5-Závislost modulu pružnosti těsnění na jeho stlačení

Předběžný výpočet ramene těsnicí síly:

$$h_{G0} = h_{G0}^* = \frac{(d_{3e} - d_{Ge})}{2} = \frac{(1467,73 - 1345)}{2} = 61,37[\text{mm}] \quad (5.8)$$

5.2.3 První iterační výpočet

Nyní začíná první část iteračního výpočtu. Je použito stejných vztahů jako při první aproximaci, vyjma vzorce pro efektivní tloušťku těsnění. Původní předpoklad vzorce (5.2) nahrazuje vzorec (5.9; 5.10). Vztahy (5.3 až 5.11) se iterativně vyhodnocují tak dlouho, dokud se nedosáhne téměř konstantní hodnoty efektivní šířky těsnění s přesností **(0,1 až 5)%**. Nutno dodat, že první iterační výpočet probíhá při konstantní síle, jejíž hodnota je pouze orientační. Skutečná hodnota síly F_{G0} se určuje až v druhém iteračním výpočtu. Závislosti $e_{G0}(Q_{G0})$ a $E_{G0}(e_{G0})$ jsou znázorněny viz (obr. 5.4, obr. 5.5) včetně příslušných rovnic. Moduly pružnosti přírub a šroubů v zatěžovacích stavech viz **Příloha D** (tab. D. 3), parametry víka viz tab. D. 3.

Iterační vztah pro efektivní šířku těsnění:

$$b_{Ge} = \min\{b_{Gi}; b_{Gt}\} \quad (5.9)$$

$$b_{Gi} = \sqrt{\frac{\frac{e_G(Q_{G0})}{\pi \cdot d_{Ge} \cdot E_{Gm}}}{\frac{h_{G0} \cdot Z_F}{E_{F0} + h_{G0}^* \cdot \frac{Z_F^*}{E_{F0}^*}}} + \left[\frac{F_{G0}}{\pi \cdot d_{Ge} \cdot Q_{smax}} \right]^2} \quad (5.10)$$

Kde pro nekovová těsnění platí:

$$E_{Gm} = 0,5 \cdot E_{G0} \quad (5.11)$$

Tato podmínka však není zcela přesná. Jak je zjištěno u výpočtu dalších přírubových spojů. V případě, že je spoj vystaven nižším provozním tlakům, výpočet může ztrácet konvergenci.

Hodnoty stlačení těsnění jsou totiž příliš malé. Je zřejmé, že pro všechny nekovové těsnění nemůže platit stejný vztah, ale bude se mírně lišit.

Předpoklad pro velmi měkká nekovová těsnění:

$$E_{Gm} = (0,4 \div 0,5) \cdot E_{G0}$$

Předpoklad pro tvrdší nekovová těsnění:

$$E_{Gm} = (0,5 \div 0,65) \cdot E_{G0}$$

V tomto případě je ukončen iterační proces hned z počátku, dle podmínky z vzorce (5.9), a efektivní šířka těsnění b_{Ge} se rovná šířce teoretické b_{Gt} . Neboli, optimální šířka těsnění se očekává větší, než je navržená teoretická šířka. Avšak v mnohých případech je tomu naopak, a efektivní šířka těsnění se zmenšuje. Pokud je hodnota efektivní šířky těsnění po prvním iteračním výpočtu zmenšena (oproti b_{Gt}), pak došlo ke změně velikosti parametrů (d_{Ge} , A_{Ge} , Q_{G0} , e_{G0} , E_{G0} , h_{G0}). V dalších výpočtech je nutné využívat změněné parametry.

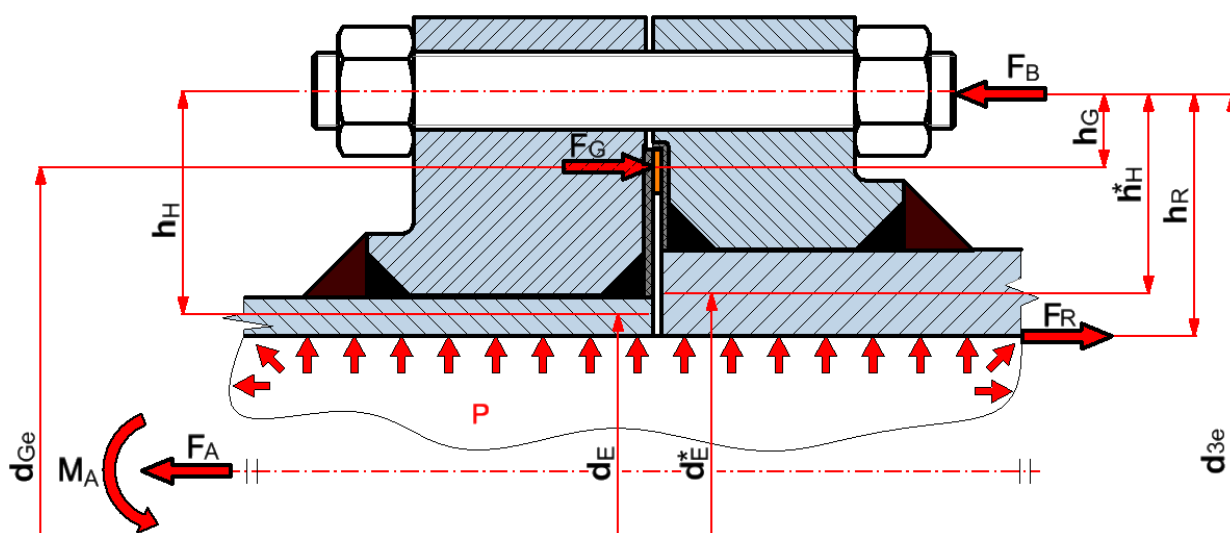
5.2.4 Výpočet axiálního modulu pružnosti těsnění

Do dalších výpočtu se již použijí hodnoty získané prvním iteračním výpočtem. Měly by představovat přesnější přiblížení hodnot pro druhý iterační výpočet.

$$X_G = \frac{e_G(Q_{G0})}{A_{Gt}} \cdot \frac{b_{Gt} + \frac{e_G(Q_{G0})}{2}}{b_{Ge} + \frac{e_G(Q_{G0})}{2}} = \frac{1,51}{105\,636,1} \cdot \frac{25 + \frac{1,52}{2}}{25 + \frac{1,52}{2}} = 1,43 \cdot 10^{-5} [\text{MPa}] \quad (5.12)$$

5.2.5 Výpočet ramen působících sil

Výsledné hodnoty pro **Víko 3** viz **Příloha D** (tab. D. 4).



Obr. 5.6-Působení sil na přírubovém spoji

$$h_P = \frac{\left[\frac{(d_{Ge} - d_E)^2 \cdot (2 \cdot d_{Ge} + d_E)}{6} + 2 \cdot e_P^2 \cdot d_F \right]}{d_{Ge}^2} =$$

$$= \frac{\left[\frac{(1345 - 1095,53)^2 \cdot (2 \cdot 1345 + 1095,53)}{6} + 2 \cdot 187,81^2 \cdot 1322,5 \right]}{1345^2} = \quad (5.13)$$

$$= 73,28[\text{mm}]$$

Kde pro navařovací přírubu s krkem platí:

$$e_P = e_F$$

$$h_Q = \left\{ h_S \cdot k_Q + h_T \cdot \left(\frac{2 \cdot d_F \cdot e_P}{d_E^2} - 0,5 \cdot \tan \varphi_S \right) \right\} \cdot \left(\frac{d_E}{d_{Ge}} \right)^2 =$$

$$= \left\{ 60,07 \cdot 0,85 + 145,04 \cdot \left(\frac{2 \cdot 1322,5 \cdot 187,81}{1095,53^2} - 0,5 \cdot \tan 0 \right) \right\} \cdot \left(\frac{1095,53}{1345} \right)^2 = \quad (5.14)$$

$$= 73,70[\text{mm}]$$

$$h_G = h_G^* = \frac{d_{3e} - d_{Ge}}{2} = \frac{1467,73 - 1345}{2} = 61,37[\text{mm}] \quad (5.15)$$

$$h_H = \frac{d_{3e} - d_E}{2} = \frac{1467,73 - 1108,45}{2} = 186,10[\text{mm}] \quad (5.16)$$

5.2.6 Výpočet působících sil

Velikost sil je nutné vypočítat pro všechny zatěžující stavy (viz tab. 3.2). Náporný postup výpočtu je uveden pouze pro montážní a výpočtový stav ($I=0$; $I=I$). V této fázi výpočtu se zatím jedná pouze o odhad hodnot, které se zpřesní až ve druhém iteračním výpočtu. Postup výpočtu pro stav testovací ($I=II$) je shodný se stavem výpočtovým ($I=I$).

Vnější přídavná zatížení

Hodnotu celkového přídavného zatížení F_R tvoří vnější ohybové momenty a axiální síly (viz obr. 5.6). V tomto případě lze všechny vnější účinky sil pro jejich malou velikost zanedbat.

$$F_{RI} = F_{RI} = F_{RII} = 0[\text{N}] \quad (5.17)$$

Montážní stav ($I=0$)

Vnitřní tlak tekutiny při montáži:

$$P_0 = 0[\text{MPa}] \quad (5.18)$$

$$F_{Q0} = A_Q \cdot P_0 = 0[\text{N}] \quad (5.19)$$

Následný Výpočtový stav ($I=I$)

Efektivní plocha pro axiální sílu tlaku tekutiny

$$A_Q = \frac{\pi \cdot d_{Ge}^2}{4} = \frac{\pi \cdot 1345^2}{4} = 1\,420\,804,91[\text{mm}^2] \quad (5.20)$$

Výpočet axiální síly tlaku tekutiny:

$$F_{Ql} = A_Q \cdot P_l = 1420804,91 \cdot 0,7 = 12005\,801,51[\text{N}] \quad (5.21)$$

Hodnota tlaku P_l ve výpočtovém stavu ($l=l$) viz tab. 3.2.

Teplotní zatížení

Hodnoty délkových teplotních roztažností, pro dílčí části spoje viz **Příloha D** (tab. D3).

$$\begin{aligned} \Delta U_l^T &= l_B \cdot \alpha_{Bl} \cdot (T_l - T_0) - e_{Ft} \cdot \alpha_{Fl} \cdot (T_l - T_0) - e_{Ft}^* \cdot \alpha_{Fl}^* \cdot (T_l - T_0) - e_{G(Q_0)} \cdot \alpha_{Gl} \cdot (T_l - T_0) = \\ &= 366 \cdot 1,115 \cdot 10^{-5} \cdot (137 - 20) - 203 \cdot 1,19 \cdot 10^{-5} \cdot (137 - 20) \\ &- 160 \cdot 1,19 \cdot 10^{-5} \cdot (137 - 20) - 1,51 \cdot 1 \cdot 10^{-5} \cdot (137 - 20) = -1,41 \cdot 10^{-2}[\text{mm}] \end{aligned} \quad (5.22)$$

5.2.7 Výpočet axiálních poddajností spoje

Podobně jako v kapitole 5.2.2 je i zde třeba vycházet ze zkoušek těsnění dle ČSN EN [4]. Charakteristiky pro určení rovnice modulu pružnosti těsnění ve stavu ($l=l$) viz příloha D (obr. D. 1 a D. 2). Rovnice získané regresí rovněž vstupují do iteračního výpočtu.

Určení modulu pružnosti těsnění ve stavu ($l=l$)

Tloušťka těsnění ve výpočtovém stavu ($l=l$):

$$e_{Gl} = 2,9557 \cdot Q_{G0}^{-0,145} = 2,9557 \cdot 127,80^{-0,145} = 1,46[\text{mm}] \quad (5.23)$$

Modul pružnosti těsnění ve stavu ($l=l$):

$$E_{Gl} = 145504 \cdot e_{Gl}^{-8,73} = 145504 \cdot 1,46^{-8,73} = 5245,77[\text{MPa}] \quad (5.24)$$

Výpočet poddajnosti vzhledem k síle ve šroubu F_B

Hodnoty mezí pružnosti šroubu v dílčích zatěžujících stavech viz **Příloha D** (tab. D. 3).

Pro stav ($l=0$):

$$Y_{B0} = \frac{X_B}{E_{B0}} = \frac{0,004}{212 \cdot 10^3} = 2,00 \cdot 10^{-8}[\text{mm} / \text{N}] \quad (5.25)$$

Pro stav ($l=l$):

$$Y_{Bl} = \frac{X_B}{E_{Bl}} = \frac{0,004}{204\,040} = 2,08 \cdot 10^{-8}[\text{mm} / \text{N}] \quad (5.26)$$

Výpočet poddajnosti vzhledem k těsnící síle F_G

Pro stav při montáži ($l=0$)

$$Y_{G0} = Z_F \cdot \frac{h_G^2}{E_{F0}} + Z_F^* \cdot \frac{h_{G0}^{*2}}{E_{F0}^*} + Y_{B0} + \frac{X_G}{E_{G0}} = 3,63 \cdot 10^{-7} \cdot \frac{61,37^2}{212 \cdot 10^3} + 5,42 \cdot 10^{-7} \cdot \frac{61,37^2}{212 \cdot 10^3} + 2,00 \cdot 10^{-8} + \frac{1,15 \cdot 10^{-5}}{5245,77} = 3,88 \cdot 10^{-8} [\text{mm/N}] \quad (5.27)$$

Pro stav výpočtový ($l=1$)

$$Y_{G1} = Z_F \cdot \frac{h_G^2}{E_{F1}} + Z_F^* \cdot \frac{h_{G1}^{*2}}{E_{F1}^*} + Y_{B1} + \frac{X_G}{E_{G1}} = 3,63 \cdot 10^{-7} \cdot \frac{61,37^2}{20\,4040} + 5,42 \cdot 10^{-7} \cdot \frac{61,37^2}{20\,4040} + 2,08 \cdot 10^{-8} + \frac{1,15 \cdot 10^{-5}}{5254,73} = 4,02 \cdot 10^{-8} [\text{mm/N}] \quad (5.28)$$

Výpočet poddajnosti vzhledem axiální síle od tlaku tekutiny F_Q

Protože axiální síla tlaku tekutiny v montážním stavu je rovna nule, výpočet je proveden pouze pro stav ($l=l$).

$$Y_{Q1} = Z_F \cdot h_G \cdot \frac{h_H - h_P + h_Q}{E_{F1}} + Z_F^* \cdot h_{G1}^* \cdot \frac{h_{H1}^* - h_{P1}^* + h_{Q1}^*}{E_{F1}^*} + Y_{B1} = 3,63 \cdot 10^{-7} \cdot 61,37 \cdot \frac{186,10 - 73,28 + 73,701}{204040} + 5,42 \cdot 10^{-7} \cdot 61,37 \cdot \frac{153,87 - 39,24 + 47,63}{204040} + 2,08 \cdot 10^{-8} = 6,76 \cdot 10^{-8} [\text{mm/N}] \quad (5.29)$$

V případě existence zatížení F_R , je nutno vypočítat poddajnost i vzhledem k této složce (viz ČSN EN [3] str. 31.)

5.2.8 Výpočet minimálních sil potřebných k utěsnění spoje

Aby bylo možné stanovit hodnotu minimální těsnicí síly, je potřeba znát velikost povrchového utahovacího tlaku Q_A , který působí na těsnění při montáži.

Pro montážní stav ($l=0$)

Minimální těsnicí síla

Je-li požadováno od spoje, aby vyhovoval z hlediska předepsané míry netěsnosti, je třeba tuto hodnotu odečíst z údajů daných zkouškou podle ČSN EN [4]. Není-li však žádná specifická míra netěsnosti stanovena, hodnota Q_A se ve vzorci (5. 30) nahrazuje hodnotou $Q_{0, \min}$ (ČSN EN [3] viz příloha G str. 50).

$$F_{G0\min} = A_{Ge} \cdot Q_A = A_{Ge} \cdot Q_{0,\min} = 105636,1 \cdot 15 = 1584\,540,80 [\text{N}] \quad (5.30)$$

Pro výpočtový stav ($l=l$)

Těsnicí síla ve stavu ($l=l$) se navrhuje tak, aby zaručila těsnost a dostatečné axiální zatížení těsnění, a zamezila posuvu těsnění i při působení vnějšího přídatného zatížení (viz obr 5.6).

$$F_{G\text{Imin}} = \max \{ A_{Ge} \cdot Q_{S\text{min}(L)}; - (F_{QI} + F_{RI}) \} =$$

$$= \max \{ 105\,636,1 \cdot 10,985; - (12\,005\,801,51 + 0) \} = 1\,160\,412,04[\text{N}] \quad (5.31)$$

Jelikož není stanovena žádná specifická míra netěsnosti, nahrazuje se $Q_{S, \text{min}(L)}$ vztahem:

$$Q_{S\text{min}(L)} \Rightarrow m \cdot P_I = 1,3 \cdot 8,45 = 10,985[\text{MPa}]$$

Hodnota faktoru těsnění (m) se určí z ČSN EN [3] přílohy G str. 50.

5.2.9 Učení deformace těsnění vlivem tečení

Pro výpočet je třeba znát hodnotu koeficientu relaxace P_{QR} . Velikost koeficientu je dána zkouškou dle normy ČSN EN [4], jejíž průběh a výsledky jsou získány z materiálů firmy POKORNÝ. Výpočet je uveden v **Příloze C1**.

5.2.10 Výpočet vnitřních sil ve stavu ($l=0$)

V přírubovém spoji musí být zaručeno, aby v následném výpočtovém stavu ($l=l$) síla nikdy neklesla pod hodnotu $F_{G\text{Imin}}$.

Těsnící síla při montáži musí tedy minimálně odpovídat vzorci:

$$F_{G\Delta} = \max_{\text{všechna } l \neq 0} \frac{\{ F_{G\text{Imin}} \cdot Y_{GI} + F_{QI} \cdot Y_{QI} + (F_{RI} \cdot Y_{RI} - F_{R0} \cdot Y_{R0}) + \Delta U_l + \Delta e_{Gc,l} \}}{Y_{G0}}$$

$$= \max_{\text{všechna } l \neq 0} \frac{\{ 1,16 \cdot 10^6 \cdot 4,02 \cdot 10^{-8} + 1,20 \cdot 10^7 \cdot 6,76 \cdot 10^{-8} - 1,41 \cdot 10^{-2} + 1,186 \cdot 10^{-3} \}}{3,88 \cdot 10^{-8}} \quad (5.32)$$

$$= 21\,755\,913,02[\text{N}]$$

Pro správné usazení těsnění, s ohledem na těsnící sílu a určitému zatížení šroubu, platí:

$$F_{G0\text{req}} = \max \{ F_{G0\text{min}}; F_{G\Delta} \} = \max \{ 1584\,540,80; 21\,755\,913,02 \} = 21\,755\,913,02[\text{N}] \quad (5.33)$$

$$F_{B0\text{req}} = F_{G0\text{req}} + F_{R0} = 21\,755\,913,02 + 0 = 21\,755\,913,02[\text{N}] \quad (5.34)$$

Nutná podmínka:

$$F_{G0\text{req}} \leq F_{G0}$$

$$21\,755\,913,02[\text{N}] \geq 13\,500\,000[\text{N}] \Rightarrow \text{Nevyhovuje!} \quad (5.35)$$

Pokud je hodnota $F_{G0\text{req}}$ větší až doposud odhadnutá velikost síly F_{G0} , musí se výpočet opakovat od vzorce (5.1) s tentokrát vyšší odhadnutou hodnotou této síly.

Po přepočtu s volbou větší předpokládané síly F_{G0} :

$$F_{G0\text{req}} \leq F_{G0}$$

$$22\,568\,434,07[\text{N}] \leq 23\,000\,000[\text{N}] \Rightarrow \text{Vyhovuje!}$$

5.2.11 Druhý iterační výpočet

Nastává fáze druhé iterace, která začíná vzorcem (5.1) a končí vztahem (5.36). Zahrnuje tedy i první iterační proces. Výpočet probíhá, dokud není splněna podmínka (5.36) s odchylkou 0,1%. Pro přepočítání je použit program vytvořený v programu Excel[16].

Skutečná hodnota síly F_{G0} a F_{G0req} tedy je:

$$\begin{aligned} F_{G0req} &\approx F_{G0} \\ F_{0req} = F_{G0} &= 22\,547\,224,55[\text{N}] \end{aligned} \quad (5.36)$$

Přehodnocené výpočtové hodnoty po druhém iteračním výpočtu:

$$\begin{aligned} F_{QI} &= 12005801,51[\text{N}] \\ Y_{BI} &= 2,08 \cdot 10^{-8}[\text{mm} / \text{N}] \\ Y_{GI} &= 3,88 \cdot 10^{-8}[\text{mm} / \text{N}] \\ Y_{QI} &= 6,76 \cdot 10^{-8}[\text{mm} / \text{N}] \\ Y_{G0} &= 3,74 \cdot 10^{-8}[\text{mm} / \text{N}] \\ Y_{B0} &= 2,00 \cdot 10^{-8}[\text{mm} / \text{N}] \\ F_{G\Delta} &= 22547224,55[\text{N}] \\ \Delta U_I^T &= -1,39 \cdot 10^{-2}[\text{mm}] \end{aligned} \quad (5.37)$$

5.2.12 Zohlednění rozptylu zatížení šroubů při montáži ($I=0$)

Všechny přírubové spoje výměníku jsou utahovány pomocí hydraulického utahováku, jedná se tedy o kontrolované utahování. Rozptyl se určuje na základě druhu utahovacího zařízení (viz ČSN EN [3] str. 39). Pro hydraulický utahovák s měřením hydraulické tlaku platí:

$$\varepsilon_{1+} = 0,4$$

$$\varepsilon_{1-} = 0,2$$

Určení celkového rozptylu

Pokud přesnost utahování jednoho šroubu není ovlivněna jinými šrouby, platí vztahy:

$$\varepsilon_+ = \varepsilon_{1+} \cdot \frac{\left(1 + \frac{3}{\sqrt{n_B}}\right)}{4} = 0,4 \cdot \frac{\left(1 + \frac{3}{\sqrt{36}}\right)}{4} = 0,15 \quad (5.38)$$

$$\varepsilon_- = \varepsilon_{1-} \cdot \frac{\left(1 + \frac{3}{\sqrt{n_B}}\right)}{4} = 0,2 \cdot \frac{\left(1 + \frac{3}{\sqrt{36}}\right)}{4} = 0,075 \quad (5.39)$$

Výpočet nominální síly ve šroubech

$$F_{B0nom} \geq \frac{F_{B0req}}{1 - \varepsilon_-} = \frac{22\,547\,224,55}{1 - 0,075} = 24\,375\,377,89[\text{N}] \quad (5.40)$$

$$F_{B0req} = F_{G0req} + F_{R0} \Rightarrow F_{B0req} = F_{G0req} \quad (5.41)$$

Výpočet maximální síly ve šroubech

$$F_{B0max} = F_{B0nom} \cdot (1 + \varepsilon_+) = 24\,375\,377,89 \cdot (1 + 0,15) = 28\,031\,684,57[\text{N}] \quad (5.42)$$

Výpočet minimální síly ve šroubech

$$F_{B0min} = F_{B0nom} \cdot (1 - \varepsilon_-) = 24\,375\,377,89 \cdot (1 - 0,075) = 22\,547\,224,55[\text{N}] \quad (5.43)$$

Výpočet maximální těsnicí síly

$$F_{G0max} = F_{B0max} - F_{R0} = F_{B0max} - 0 = 28\,031\,684,57[\text{N}] \quad (5.44)$$

5.2.13 Výpočet vnitřních sil ve stavu (I=I)

V prvním kroku je třeba určit minimální těsnicí sílu v montážním stavu s ohledem na opakovanou montáž a demontáž.

$$\begin{aligned} F_{G0d} &= \max \left\{ F_{G\Delta}; \frac{2}{3} \cdot \left(1 - \frac{10}{N_R} \right) \cdot F_{B0max} - F_{R0} \right\} \\ &= \max \left\{ 22\,547\,224,55; \frac{2}{3} \cdot \left(1 - \frac{10}{10} \right) \cdot 28\,031\,684,57 - 0 \right\} = 22\,547\,224,55[\text{N}] \end{aligned} \quad (5.45)$$

Protože se nepředpokládá, že by spoj opětovně dotahoval více než desetkrát, volí se $N_R=10$.

Výpočet provozní těsnicí síly

$$\begin{aligned} F_{GI} &= \frac{\{ F_{G0d} \cdot Y_{G0} - [F_{QI} \cdot Y_{QI} + (F_{RI} \cdot Y_{RI} - F_{R0} \cdot Y_{R0}) + \Delta U_I] - \Delta e_{Gc,I} \}}{Y_{GI}} = \\ &= \frac{\{ 22\,547\,224,55 \cdot 3,74 \cdot 10^{-8} - [12\,005\,801,51 \cdot 6,75 \cdot 10^{-8} - 1,39 \cdot 10^{-2}] - 1,164 \cdot 10^{-3} \}}{3,88 \cdot 10^{-8}} \\ &= 1\,160\,412,04[\text{N}] \end{aligned} \quad (5.46)$$

Výpočet minimální provozní síly ve šroubech

$$F_{BI} = F_{GI} + (F_{QI} + F_{RI}) = F_{GI} + F_{QI} = 1\,160\,412,04 + 12\,005\,801,51 = 13\,166\,213,55[\text{N}] \quad (5.47)$$

5.2.14 Výpočet utahovacích momentů šroubu

Tabulka údajů pro výpočet utahovacích momentů viz příloha D (tab. D. 6). Počet šroubů n_B viz tab. 5.2.

Výpočet korekčního součinitele šroubu:

$$K_B = \frac{p_t}{2 \cdot \pi} + \mu_t \cdot \frac{d_t}{2 \cdot \cos \alpha} + \mu_n \cdot \frac{d_n}{2} = \frac{6}{2 \cdot \pi} + 0,2 \cdot \frac{60,103}{2 \cdot \cos 30} + 0,2 \cdot \frac{80,5}{2} = 12,20[-] \quad (5.48)$$

Výpočet nominálního montážního momentu

$$M_{t,nom} = K_B \cdot \frac{F_{B0nom}}{n_B} = 12,20 \cdot \frac{24\,375\,377,89}{36} = 8\,258\,853,45[\text{N} \cdot \text{mm}] = 8\,258,85[\text{N} \cdot \text{m}] \quad (5.49)$$

Jmenovitý krouticí moment na dřík šroubu

$$\begin{aligned} M_{t,Bnom} &= (0,159 \cdot p_t + 0,577 \cdot \mu_t \cdot d_{B2}) \cdot \frac{F_{B0nom}}{n_B} = \\ &= (0,159 \cdot 6 + 0,577 \cdot 0,2 \cdot 60,103) \cdot \frac{24\,375\,377,90}{36} = 4\,168,13[\text{N} \cdot \text{m}] \end{aligned} \quad (5.50)$$

5.2.15 Kontrola mezních hodnot zatížení v montážním stavu (I=0)

V této kapitole se kontrolují zatížení vzhledem k hodnotám bezpečnostních mezí, které se vyjadřují v poměrech zatížení. Kontrola se počítá pro obě příruby zvlášť (pokud mají rozdílné rozměry). Pro názornost je výpočet proveden pouze pro **Komoru 3** (viz obr. 5.1.). Hodnoty kontroly **Víka 3** se vyhodnotí až ve výsledkové tabulce. Postup výpočtu i vzorce jsou pro obě příruby identické.

Ve všech zatěžovacích stavech musí platit že:

$$\Phi \leq 1 \quad (5.51)$$

Kontrola šroubů

Korekční součinitele v montážním stavu (viz ČSN EN [3] vzorec 125):

$$c_{A0} = 1[-] \quad (5.52)$$

Korekční součinitel c_B se stanoví na základě hodnot dovoleného zatížení matice $f_B = f_N$ viz **Příloha D** (tab. D. 3).

$$c_{B0} = \min \left\{ 1,0; e_N \cdot \frac{f_N}{0,8 \cdot d_{B0} \cdot f_B} \right\} = \min \left\{ 1,0; 64 \cdot \frac{681,8}{0,8 \cdot 64 \cdot 681,8} \right\} = 1,0 [-] \quad (5.53)$$

Výpočet poměru zatížení šroubů

Kontrola je provedena pro maximální hodnotu síly a utahovacího momentu šroubu.

Plastický torzní modul šroubu:

$$I_{B0} = \frac{\pi}{12} \cdot \min \{ (d_{Be}; d_{Bs})^3 \} = \frac{\pi}{12} \cdot \min \{ (d_{Be})^3 \} = \frac{\pi}{12} \cdot \{ 58,37^3 \} = 52\,066,67[\text{N}] \quad (5.54)$$

$$\begin{aligned} \Phi_{B0max} &= \frac{1}{f_B \cdot c_B} \cdot \sqrt{\left(\frac{F_{B0max}}{A_B} \right)^2 + 3 \cdot \left(c_A \cdot \frac{M_{t,Bmax}}{I_B} \right)^2} \leq 1,0 \\ \Phi_{B0max} &= \frac{1}{681,8 \cdot 1} \cdot \sqrt{\left(\frac{28\,031\,684,57}{96\,335,57} \right)^2 + 3 \cdot \left(1 \cdot \frac{9\,439\,282,12}{52\,066,67} \right)^2} \leq 1,0 \\ 0,49 &\leq 1,0 \end{aligned} \quad (5.55)$$

Kontrola zatížení těsnění

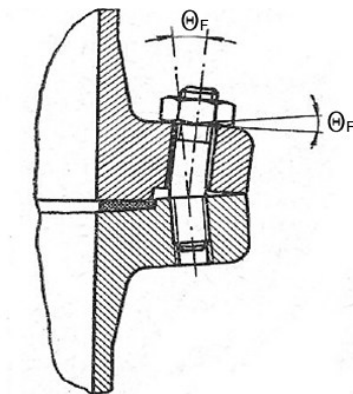
$$\Phi_{G0max} = \frac{F_{G0max}}{A_{Gt} \cdot Q_{s0max}} = \frac{28\,031\,684,57}{105\,636,05 \cdot 140} = 1,90 \leq 1,0 \quad (5.56)$$

Kontrola zatížení příruby

Kontrola zatížení příruby je značně rozsáhlá, proto je uvedena v **Příloze C1**.

5.2.16 Určení natočení listu příruby

V praxi se očekává určité natočení přírub, které je závislé na mnoha parametrech. Jedním z parametrů je skutečná počáteční síla ve šroubech při utahování. Obecně se pojmem natočení rozumí naklopení příruby o určitou hodnotu úhlu vzhledem k původní rovině (viz obr. 5.7).



Obr. 5.7-Natočení přírub [6] str. 146

Dle normy ČSN EN [3] lze určit:

- spodní a horní meze natočení, kdy se berou v potaz následné minimální a maximální možné hodnoty počátečního zatížení šroubů
- elastickou část natočení

Hodnoty natočení přírub je nutno zkontrolovat v případě, že výrobce těsnění stanovuje maximální přípustné natočení pro dané těsnění. Pokud se velikost natočení v praxi změří, lze hodnoty použít pro kontrolu zatížení šroubů při montáži.

Výpočet natočení přírub

Podrobný postup výpočtu natočení přírub viz **Příloha C1**.

5.2.17 Vyhodnocení výsledků Přírubového spoje 3

Z tabulky výsledků (tab. 5.3) je zřejmé, že největší zatížení všech prvků, je ve výpočtové části **B** (viz kap. 5.2.). Jde o zatížení, které působí při utahování spoje takovým momentem, aby byla zaručena těsnost i při zkušebním přetlaku $P_{II}=10,99[\text{MPa}]$. Z kontroly přetížení šroubů lze vyvodit, že výpočtová metoda ČSN EN [3] předpokládá největší zatížení šroubů v montážním stavu. V následných stavech předpětí šroubu nenarůstá.

Přetížení Víka 3

Podle (tab. 5.3) sice víko vykazuje známky přetížení, nejedná se však o příliš velké hodnoty. Je třeba vzít v úvahu i to, že při výpočtu se zanedbala tloušťka nerezového přívaru, který může mít na deformaci příruby pozitivní vliv.

Přetížení těsnění

Hodnoty poměru zatížení u těsnění vykazují ve stavu ($I=0$) velkou míru přetížení. Montážní stav je přitom, z hlediska namáhání těsnění, klíčový. U **Přírubového spoje 3** totiž v následných provozních stavech dochází už jen k odlehčování těsnění. Ve výpočtu nejsou kladeny žádné požadavky na stupeň netěsnosti, hodnoty minimálního tlaku na těsnění se volí

dle EN[3] str. 50. Tyto hodnoty odpovídají spíše horší míře netěsnosti (tzn. $L=10^{-0}$, 10^{-1}) a poměrně malému povrchovému tlaku na těsnění. V praxi se většinou využívají lepší míry netěsnosti (tzn. $L=10^{-2}$ až 10^{-3}). Zvolené těsnění nejen překračuje povolenou míru poměru zatížení, ale také neumožňuje případné zlepšení míry netěsnosti.

Tab. 5.3-Tabulka výsledků Přírubového spoje 3

| Výsledné hodnoty v dílčích zatěžujících stavech | | | | |
|---|----------|--------|-----------|--------|
| | část A | | část B | |
| | (I=0) | (I=I) | (I=0) | (I=II) |
| Teplota $T = [^{\circ}]$ | 20 | 137 | 20 | 25 |
| Tlak $P = [\text{MPa}]$ | 0 | 8,45 | 0 | 10,99 |
| Utahovací moment [Nm] | | | | |
| $M_{t,\min}$ | 7 639,44 | | 9 828,31 | |
| $M_{t,\text{nom}}$ | 8 258,85 | | 10 625,20 | |
| $M_{t,\max}$ | 9 497,70 | | 12 219,00 | |
| Montážní síla šroubů [kN] | | | | |
| $F_{B0\min}$ | 22 547,2 | | 29 007,5 | |
| $F_{B0\text{nom}}$ | 24 375,4 | | 31 359,5 | |
| $F_{B0\max}$ | 28 031,7 | | 36 063,4 | |
| Napětí na těsnění [MPa] | | | | |
| $Q_{G\min}$ | 15 | 10,985 | 15 | 14,29 |
| $Q_{G\text{nom}}$ | 230,75 | | 296,86 | |
| $Q_{G\max}$ | 265,36 | | 341,39 | |
| Q_{G0} | 213,44 | | 274,60 | |
| Poměry zatížení [-] | | | | |
| Φ_B | 0,49 | 0,20 | 0,61 | 0,26 |
| Φ_G | 1,90 | 0,09 | 2,44 | 0,10 |
| Φ_F | 0,57 | 0,64 | 0,73 | 0,62 |
| Φ_F^* | 0,88 | 1,02 | 1,14 | 1,1 |
| Natočení příruby [°] | | | | |
| Komora 3 | | | | |
| Θ_{\min} | 0,14 | 0,24 | 0,26 | 0,17 |
| Θ_{\max} | 0,17 | 0,26 | 0,29 | 0,22 |
| Víko 3 | | | | |
| Θ_{\min}^* | 0,2 | 0,31 | 0,38 | 0,26 |
| Θ_{\max}^* | 0,25 | 0,36 | 0,43 | 0,32 |

Pozn. Pro hodnoty minimálních, nominálních a maximálních napětí na těsnění platí vztah:

$$Q_{\min,\text{nom},\max} = \frac{F_{G,\min,\text{nom},\max}}{A_{Gt}} [\text{MPa}] \Rightarrow \text{kde } F_{G\text{nom}} = F_{B0\text{nom}}$$

Pro kontrolu vypočítaných utahovacích momentů (viz tab. 5.3) lze využít hodnoty dané firmou ONDRSTROJ (viz tab. 3.4). Je zřejmé, že vypočítané hodnoty náleží danému rozmezí. Pokud by se stávající **Přírubový spoj 3** utáhl na optimálně navržený utahovací moment $M_{t,nom}=10\,625,2[\text{Nm}]$, došlo by pravděpodobně ke zničení těsnění již při montáži. Pro správnou funkci mezichladiče je tedy nutné navrhnout jiný typ těsnění.

5.3 Výpočty Přírubových spojů (1, 2, 4)

Výpočty zbylých přírubových spojů jsou provedeny pomocí vytvořených výpočtových programu v Microsoft Excel [16]. Programy pro odlišné typy přírub jsou modifikovány z původní verze vytvořené pro **Přírubový spoj 3**. Výsledky jsou uvedeny v **Přílohách C(2,3,4)**.

5.4 Porovnání výsledků normy ČSN EN[3] a ASME [1]

Porovnány jsou výsledky **Přírubového spoje 1**. Normy lze srovnat jen do jisté míry. Přístup k výpočtu normy ASME se značně liší od předpisu dle EN. Avšak při podrobnějším pozorování lze najít jisté shodné "rysy". Základní schéma působení sil je v obou případech téměř stejné. Proto se do jisté míry shodují i výsledky těchto parametrů. Je možné se tedy domnívat, že normy vychází ze stejného základu. U výsledků velikostí sil ve šroubu se hodnoty značně rozcházejí. Může za to fakt, že **Přírubový spoj 1** je dle ČSN EN[3] spočítán pro lepší třídu těsnosti ($L=10^{-2}$), kdežto ASME [1] odpovídá třídě ($L=10^{-0}$). To samé plyne i z procentuálního porovnání vytížení příruby (viz tab. 5.4) **Komory 1** (viz **Příloha C2**) v montážním stavu, vzhledem k dovolenému namáhání. Při zhoršení třídy těsnosti u výpočtu dle ČSN EN [3] se procento vytížení sníží až na 28% a výsledky jsou tak srovnatelné (viz tab. 5.4).

Tab. 5.4-Srovnání vybraných parametrů dle ČSN a ASME

| Srovnatelné parametry | ČSN 1591-1 | ASME [1] |
|---------------------------------------|--------------------------------|------------------------------|
| Síla od tlaku pracovního tlaku | $F_{QI}=698,80[\text{kN}]$ | $H=690,08[\text{kN}]$ |
| Průměr, na kterém působí těsnící síla | $d_{Ge}=1127,41[\text{mm}]$ | $G=1120,64[\text{mm}]$ |
| Rameno těsnící síly | $h_G=27,28[\text{mm}]$ | $h_G=32,18[\text{mm}]$ |
| Těsnící síla | $F_{G0}=197,63[\text{kN}]$ | $H_G=187,23[\text{kN}]$ |
| Minimální montážní síla ve šroubu | $F_{B0min}=1976,32[\text{kN}]$ | $W_{m2}=668,690 [\text{kN}]$ |
| Minimální provozní síla ve šroubu | $F_{BI}=1144,68[\text{kN}]$ | $W_{m1}=877,31[\text{kN}]$ |
| Efektivní šířka těsnění | $b_{ge}=12,59[\text{mm}]$ | $b=9,68[\text{mm}]$ |
| Vytížení Komory 1 ($l=0$) | 83% (28%) | 31% |

Metodika výpočtu dle ASME [1] je jednodušší, rychlejší a nevyžaduje zpracování do výpočtového programu. Je vhodnější pro jednorázové návrhy přírubových spojů, u kterých se nevyžaduje žádná specifická míra netěsnosti. Nevýhodou však je, že uvedená sekce normy neobsahuje metodiku pro návrh utahovacích momentů a natočení přírub.

Oproti tomu norma ČSN [3] je komplikovanější. Výpočet je nezbytné zpracovat do počítačového programu, pro jehož vytvoření je nutné znát kompresní charakteristiky těsnění dle ČSN [4]. Avšak, program umožňuje s velkou rychlostí a přesností stanovit rozmezí utahovacích momentů i natočení přírubových listů. Norma je vhodná pro spoje s přísnějšími požadavky na těsnost.

6 Optimalizace stávajícího návrhu a určení postupu utahování

Předmětem optimalizace je **Přírubový spoj 3**. Hodnoty poměrů zatížení (viz tab. 5.3) podávají informaci o míře zatížení dílčích komponentů spoje. Cílem optimalizace je, aby rozdíl mezi hodnotami poměrů zatížení byl minimální. Neboli aby každý prvek spoje byl zatížen stejnou měrou, vzhledem ke svému dovolenému zatížení. Takto navržený spoj je pak méně náchylný k nepřesnostem a chybám vzniklých při montáži. Optimalizace lze dosáhnout změnou rozměrů, či materiálu jednotlivých komponentů. Avšak v případě, že je přírubový spoj již vyroben, lze dosáhnout zlepšení jen z části. U stávajícího návrhu přírubového spoje tedy připadá v úvahu pouze změna materiálu a šířky těsnění, případně změna průměru šroubu.

Šrouby navržené pro **Přírubový spoj 3**, dle tab. 5.3 nevykazují v žádném provozním stavu známku přetížení. Jejich tahová únosnost je využita cca z 50 %. Proto není potřeba stávající velikost zvětšovat, či naopak zmenšovat. Optimalizovat spoj lze pouze změnou typu a rozměrů těsnění.

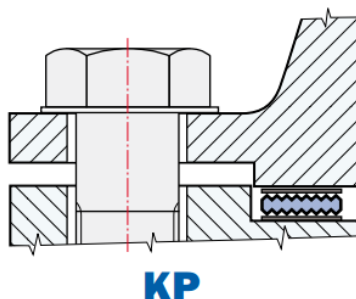
6.1 Volba vhodného těsnění

Stávající návrh těsnění nevyhovuje provozním podmínkám. Daný typ těsnění neumožňuje zvětšení tloušťky, lze tedy měnit pouze parametr šířky. Šířka těsnění je omezena velikostí dosedací plochy příruby a taky skutečností, že s větší plochou těsnění se zvětšuje i nerovnoměrnost rozložení těsnící síly. I při téměř dvojnásobné velikosti původní teoretické šířky b_{Gt} , těsnění nevyhovuje. Je tedy nutné zvolit jiný druh těsnění.

Jako vhodná alternativa se jeví použití těsnění DynaGraph™ [12], které je určeno pro tepelné výměníky. Avšak ani toto těsnění nevyhovuje provozním podmínkám. Přestože jsou zvoleny maximální rozměry těsnění a dovolená hodnota napětí je $Q_{Smax} = 250$ MPa. Míra přetížení těsnění je však znatelně nižší.

Další přepočít je proveden pro hřebíkové těsnění. Tento typ těsnění je vhodný pro nejvíce namáhané těsněné spoje. Je určen pro vysoké pracovní tlaky. Vyznačuje se také vysokou teplotní odolností (-200 °C až 1000 °C). Dovolená hodnota napětí na těsnění se při teplotě 200 °C rovná $Q_{Smax} = 460$ MPa. Je volen typ **KP** o rozměrech mezikruží $d_1 = 1250$ [mm], $d_2 = 1310$ mm (viz katalog [12]). Výsledky poměrů zatížení viz tab. 6.1.

Tím to se vysvětluje situace v kapitola 4.2. kdy výpočty dle firmy ONDRSTROJ jsou stanoveny pro hřebíkové těsnění nikoli pro zadané těsnění. Patrně šlo o již upravený výpočet.



Obr. 6.1-Hřebíkové těsnění[9]

Tab. 6.1-Výsledky optimalizace

| | část A | | část B | |
|--------------------------------|----------|-------|----------|--------|
| | (I=0) | (I=I) | (I=0) | (I=II) |
| Napětí na těsnění [MPa] | | | | |
| Q_{Gmin} | 12,30 | 9,46 | 14,12 | 10,86 |
| Q_{Gnom} | 178,26 | | 224,11 | |
| Q_{Gmax} | 205,00 | | 257,74 | |
| Q_{G0} | 348,55 | | | 381,63 |
| Poměry zatížení [-] | | | | |
| Φ_B | 0,43 | 0,18 | 0,52 | 0,24 |
| Φ_G | 0,45 | 0,02 | 0,56 | 0,02 |
| Φ_F | 0,70 | 0,62 | 0,89 | 0,60 |
| Φ_F^* | 1,08 | 0,99 | 1,38 | 1,06 |
| Utahovací moment [Nm] | | | | |
| $M_{t,min}$ | 6 740,03 | | 8 473,57 | |
| $M_{t,nom}$ | 7 286,52 | | 9 160,61 | |
| $M_{t,max}$ | 8 379,50 | | 10534,70 | |

Z tab. 6.1 je zřejmé, že zvolené těsnění plně vyhovuje navrženému spoji. Jeho větší tlaková odolnost umožňuje volit lepší míry těsnosti spoje. Hodnoty napětí uvedené v tabulce, odpovídají třídě těsnosti ($L=10^{-2}$). Přetížení **Víka 3** nelze optimalizovat jinak, než zvětšením tloušťky listu příruby. I při volbě nejhorší míry netěsnosti (nízké hodnoty napětí na těsnění) příruba vykazuje známky přetížení.

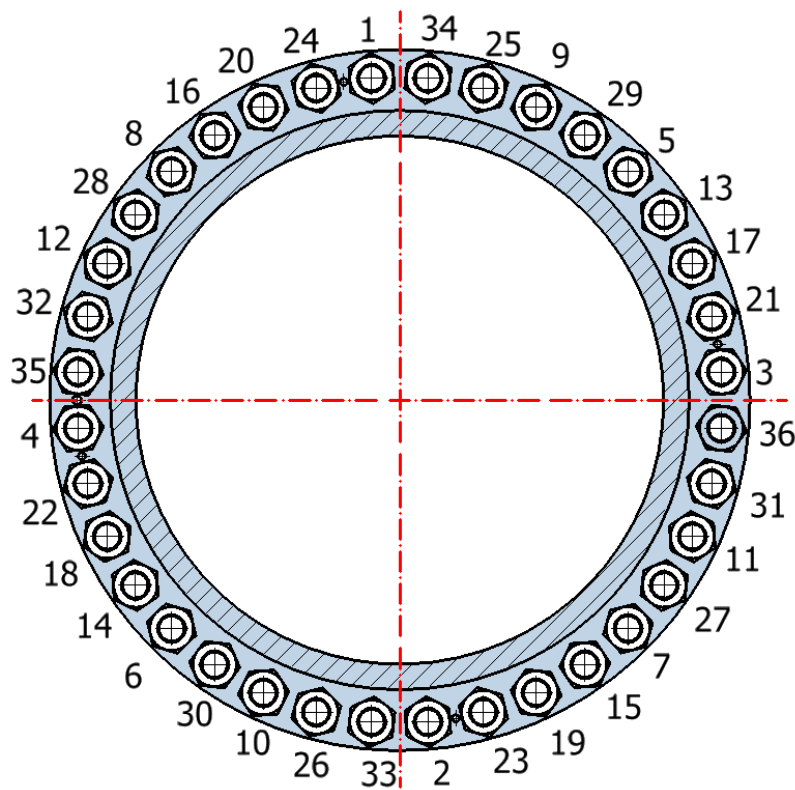
Těsnění nestačí kontrolovat pouze z hlediska maximálního, dovoleného napětí Q_{Smax} . Optimální z hlediska těsnosti je, když výpočtem stanovené napětí Q_{G0} a Q_{GI} , náleží určité pracovní oblasti těsnění. Pracovní oblast je dána rozmezím ideálních funkčních tlaků pro daný typ těsnění. Toto rozmezí stanovuje výrobce těsnění.

6.2 Návrh vhodného utahovacího postupu

Pro správnou funkci těsněného přírubového spoje, je nezbytné stanovit postup utahování. Pokud se větší počet šroubu utahuje nahodile, dochází k poklesu předpětí v řádech desítek procent. Vhodným utahovacím postupem lze dosáhnout rovnoměrného stlačení těsnění. Míru rozptylu utahovacích sil ovlivňuje mnoho faktorů, které jsou podrobně uvedeny v kapitole 2. Postup utažení je stanoven podle druhu utahovacího zařízení.

Pro utažení **Přírubového spoje 3** lze využít tzv. křížového pravidla. Aby bylo dosaženo větší přesnosti utažení, využívá se rozdělení utahovacího procesu do několika fází. V první fázi se spoj utáhne na 30 % požadovaného předpětí. Dále pak na 70% a 100%. Utahovací postup se opakuje, dokud nedojde k ustálení utahovacího momentu. Moment tření v závitě (viz kap. 2.1) způsobuje namáhání dřívku šroubu na krut. Vzniklá deformace vymizí po uvolnění utahovacího zařízení a způsobí tak pokles předpětí. Největší část této "parazitní" složky mizí ihned po povolení utahovacího zařízení, zbytek se vytrácí postupně. Je výhodné po plném utažení počkat 24 hodin a pak spoj opět dotáhnout na 100 %. K poklesu předpětí v čase dochází i vlivem sedání těsnění.

Vzhledem k velikosti navržených utahovacích momentů se používá, pro realizaci přepětí, hydraulický utahovák (viz obr. 2.5). Utahování je přesnější pokud se použije větší počet utahovacích hlav současně. Před utažením je nutné namazat závit i dosedací plochy hlavy matice. Volím mazivo na bázi disulfidu molybdenu (MoS_2). Přestože spoj obvykle není během své životnosti častěji montován a demontován, je vhodné použít pod matice podložky (např. dle ČSN 02 1702 viz [7] str. 434). Podložka rozdělí tlak pod maticí na větší plochu a sníží tak riziko zadření. Postup utažení daného přírubového spoje viz obr. 6.2.



Obr. 6.2-Postup utažení **Přírubového spoje 3**

7 Ověření metodiky výpočtu normy ČSN EN 1591-1

Výsledky získané výpočtovou metodou, která je založena na empirických vztazích, je vždy výhodné prověřit. Poznatky získané porovnáním teorie a skutečnosti jsou pro výpočtáře velmi užitečné.

Cílem je ověřit:

- míru stlačení těsnění a velikost měrného povrchového tlaku na těsnění,
- předpoklad normy[3], že největší zatížení šroubu je v montážním stavu,
- charakter deformace listu příruby a velikost této deformace,
- význam diagramu předepjatého šroubového, u přírubových spojů typu HST,
- předdimenzování, či poddimenzování dílčích komponentů spoje,
- velikostí výsledných parametrů (např. měrného tlaku na těsnění, stlačení těsnění, předpětí ve šroubu, použitý utahovací moment atd.).

Pro ověřování je použit **Zkušební přírubový spoj**, který je poskytnut firmou ONDRSTROJ. Díky malým rozměrům tohoto spoje lze provést nejen přesnější simulaci MKP, ale i skutečný experiment. Schéma i výsledky výpočtu, daného přírubového spoje, jsou uvedeny v **Příloze C5**.

Tab. 7.1-Zatěžovací stavy pro Zkušební přírubu

| Dílčí stavy | I=0 | I=I |
|-------------|-----|-----|
| Tlak [MPa] | 0 | 10 |
| T [C°] | 20 | 20 |

7.1 Vytvoření simulace MKP

Pro simulaci je použit program ANSYS Workbench 16.0 [17].

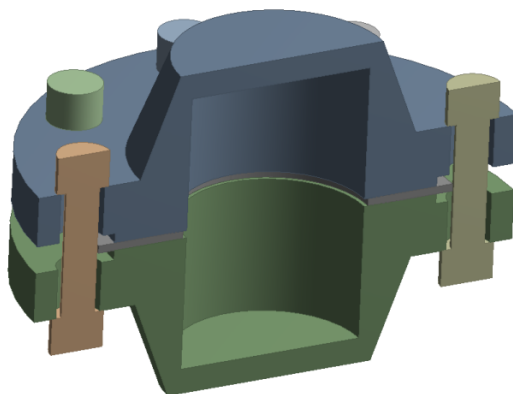
Předdefinování materiálů spoje

Pro správnou simulaci spoje je nutné podrobně nadefinovat materiály šroubů, přírub a zejména těsnění. Hodnoty modulu pružnosti a tepelné roztažnosti materiálů v různých ztěžujících stavech viz **Příloha D** (tab. D. 3). Materiál těsnění lze vytvořit pomocí nástroje „Gasket Model“. Umožňuje zadat charakteristiku kompresní křivky při různých teplotách a případně i maximální dovolené hodnoty měrného tlaku. Tento nástroj umožňuje i další pokročile funkce. Například tzv. „Transverse Shear“ započítává vliv příčných střížných sil na těsnění. Funkce „Linear, Nonlinear Unloading“ zahrnuje změny tvaru kompresní křivky, které vznikají v důsledku odlehčování a opětovného zatěžování těsnění (viz **Příloha D**, obr. D. 3). Tato funkce je velmi důležitá. Pokud se nenastaví, těsnění se po odlehčení vrací do původního tvaru, tzn., není trvale zdeformováno. Dochází tak ke zkreslení výsledků.

Vytvořené materiály pak stačí přidělit k jednotlivým komponentům v režimu „Model“. U materiálu těsnění je nutné přepnout položku „Stiffness Behavior“ z původního nastavení „Flexible“ na „Gasket“.

Zjednodušení modelu

U kruhových přírubových spojů lze docílit značného zjednodušení modelu pomocí nástroje „Cyclic Symmetry“, který slouží k zrychlení výpočtu u osově souměrných součástí. Závitovou tyč s maticemi lze nahradit soustavou válců složených do jednoho prvku. Příruby a těsnění není třeba více zjednodušovat. Aby bylo možné nasimulovat vnitřní tlak tekutiny, jsou příruby uzavřeny.



Obr. 7.1-Zjednodušený model MKP

Určení kontaktů ploch a zatížení modelu

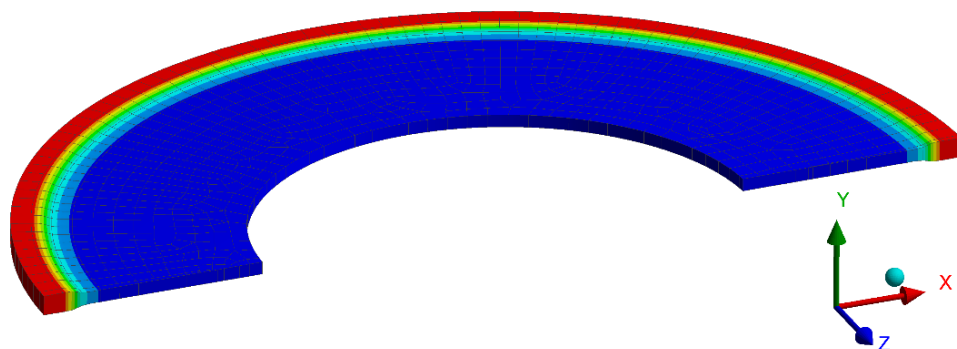
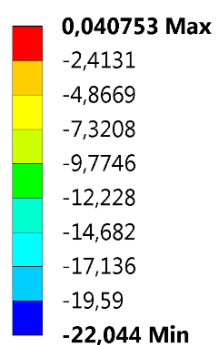
Před spuštěním simulace je nutné změnit nastavení kontaktů ploch, které je defaultně navrženo na typ „bonded“. To znamená, že dané komponenty jsou v daném místě pevně spojeny (svařeny, slepeny). Tato vazba je přípustná pouze na dosedací ploše mezi maticí a přírubou. V případě kontaktních ploch těsnění a příruby tuto vazbu použít nelze. Obzvláště, jedná-li se o těsnění s velkou plastickou deformací. Trvale zdeformované těsnění by se při působení pracovního tlaku vracelo do původní polohy, ba dokonce deformovalo v opačném směru. Na základě těchto předpokladů se volí všechny kontaktní plochy typu „Frictional“, tedy třecí. Součinitel tření mezi maticí a přírubou je volen 0,2. Mezi těsněním a přírubou 0,1. V případě, že díra pro šroub je velmi těsná, může výchozí nastavení programu ANSYS vytvořit kontaktní vazbu i mezi válcovou plochou šroubu a plochou díry. Této situaci lze předcházet změnou tolerance, která určuje jaká vzdálenost mezi komponenty je považována za dotyk (kontakt).

Analýza výpočtu je nastavena na tři časové úseky. V prvním úseku dochází k postupnému nárůstu předpětí ve šroubu až na požadovanou hodnotu. V druhé fázi je udržováno předpětí. V poslední fázi dochází postupně k najíždění na provozní tlak $P_1 = 10 \text{ MPa}$ (viz tab 7.1). Předpětí ve šroubu je realizováno pomocí nástroje „Bolt Pretension“. Aplikuje se na válcovou plochu šroubu. K udržení předpětí ve šroubech slouží příkaz „Lock“. Do výpočtu není započítáno působení gravitační síly. Výsledky tím nejsou příliš ovlivněny. Ukotvení výpočtové sestavy je realizováno pomocí nástroje „Fixed Support“ na uzavřeném otvoru jedné z přírub.

Analýza těsnění

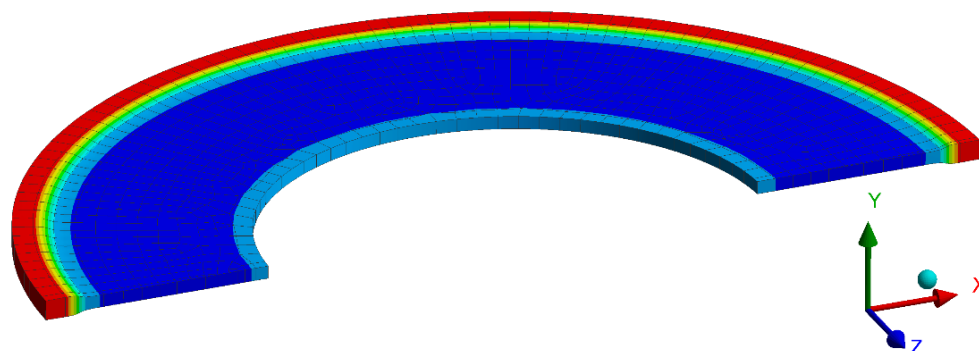
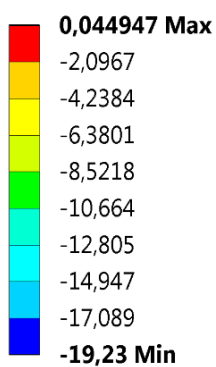
Je-li ve výpočtové soustavě nadefinováno těsnění dle výše zmíněného postupu, je umožněno vložit do řešení simulaci „Gasket“. Tato simulace umožňuje analyzovat normálový i smykový tlak na těsnění, a normálové i smykové stlačení těsnění. Simulace těsnění je jsou znázorněny ve skutečném měřítku (1x).

Unit: MPa



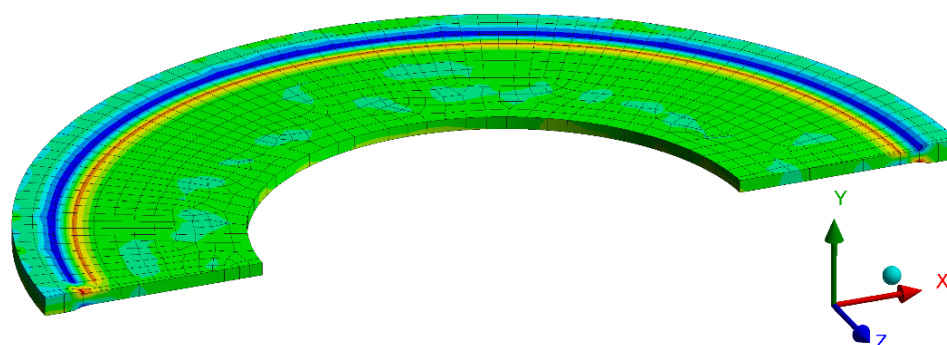
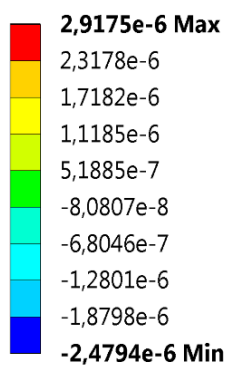
Obr. 7.2-Normálový tlak na těsnění ve stavu ($l=0$)

Unit: MPa



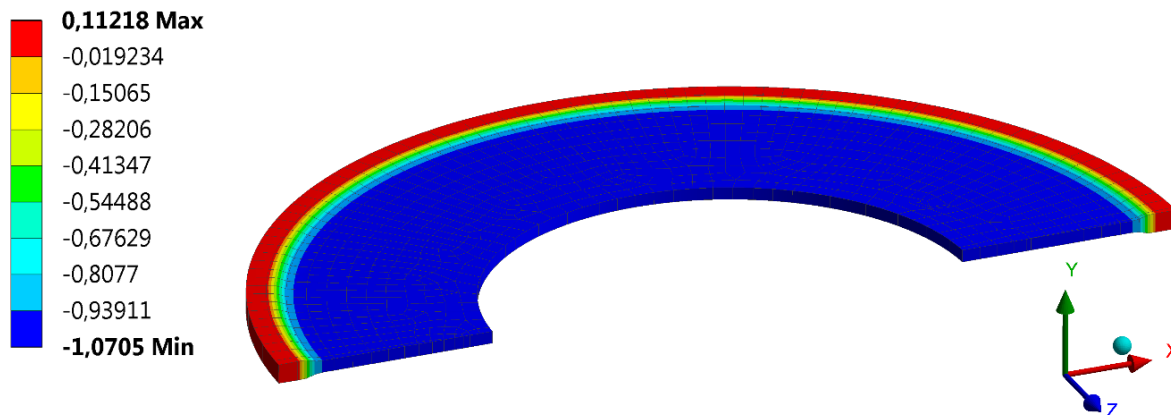
Obr. 7.3-Normálový tlak na těsnění tlak ($l=l$)

Unit: MPa



Obr. 7.4-Smykový tlak na těsnění ($l=l$)

Unit: mm

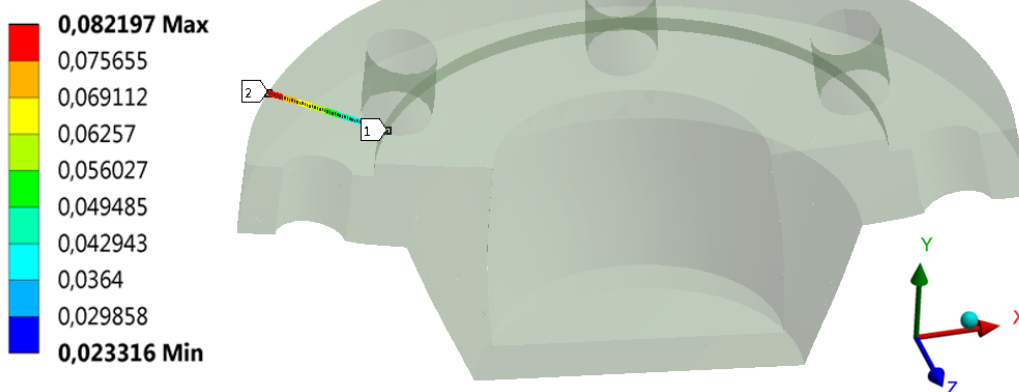


Obr. 7.5-Normálové stlačení těsnění ($l=0$)

Analýza přírub a šroubů

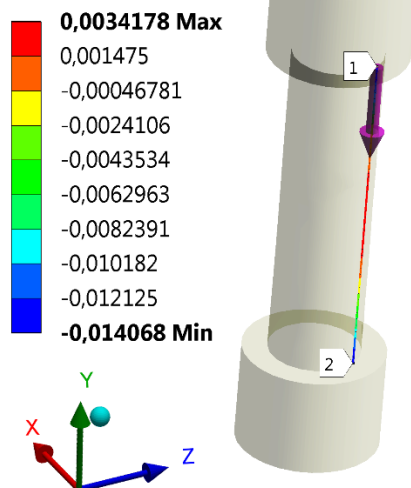
Na základě stanovených dílčích cílů ověřování se provedly tyto analýzy.

Unit: mm

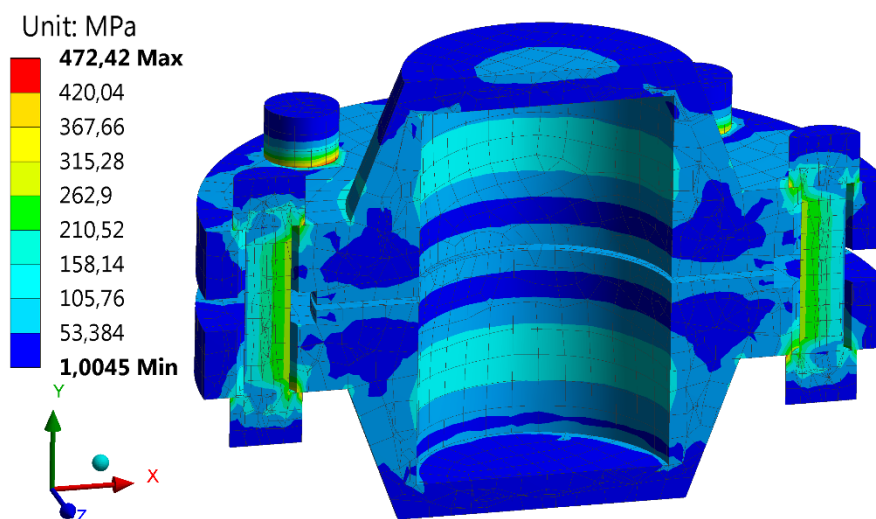


Obr. 7.6-Průhyb příruby v ose Y-(měřítko 80x)

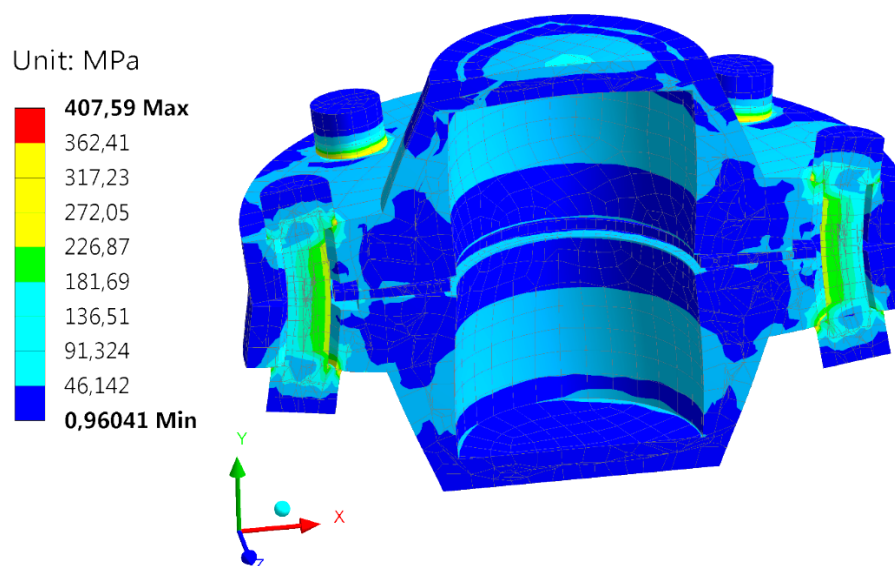
Unit: mm



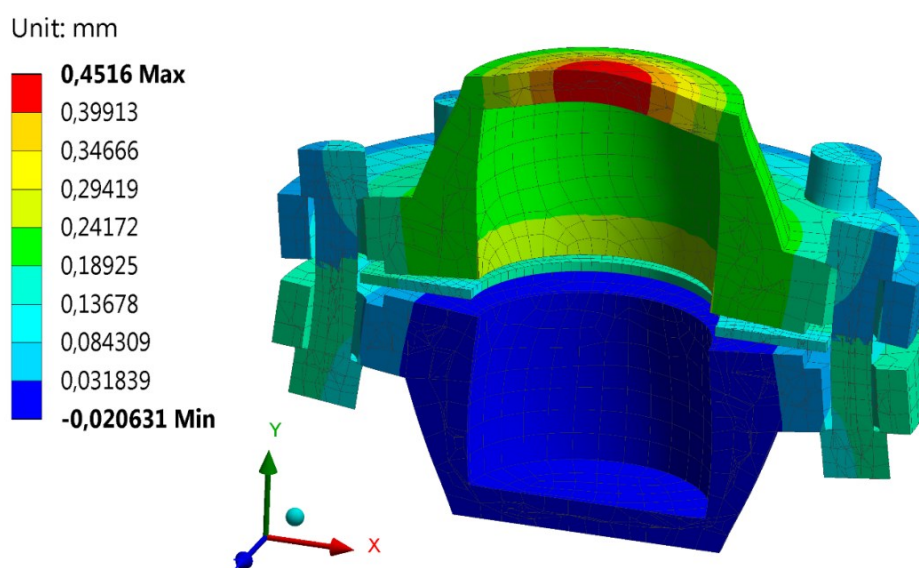
Obr. 7.7-Ohyb šroubu v ose X-stav ($l=l$)



Obr. 7.8-Redukované napětí ve stavu ($l=l$)-těsnění PowerGraf3



Obr. 7.9-Redukované napětí ($l=l$) – ocelové těsnění (měřítko 36 x)



Obr. 7.10-Deformace přírub při tlaku $P=80$ [MPa] (měřítko 36 x)-ocelové těsnění

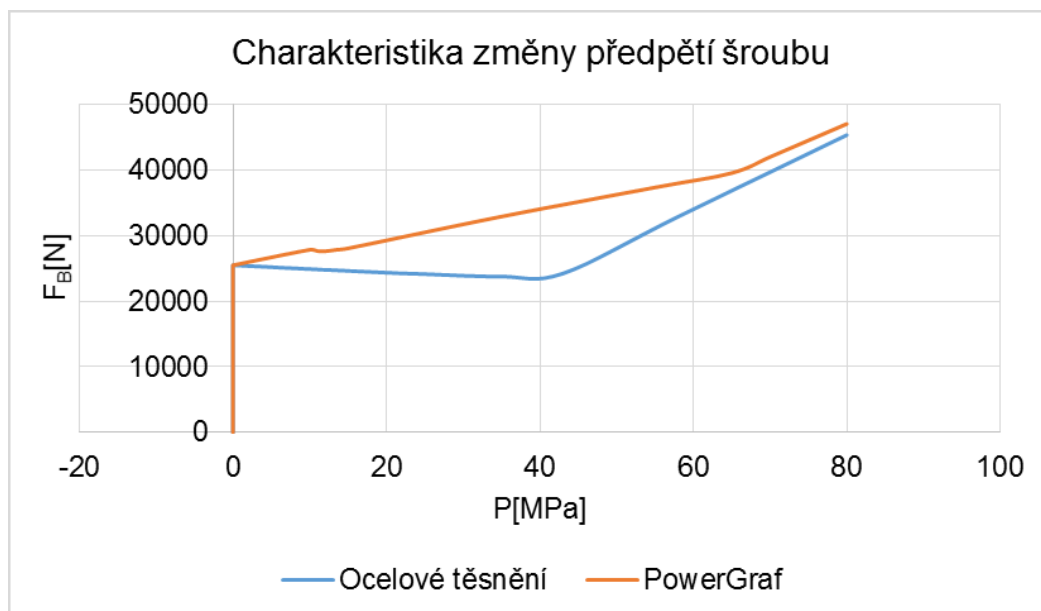
Vyhodnocení výsledků analýzy:

a) Deformace přírub

Protože se těsnění deformuje mnohem více než příruba, není možné odečíst hodnotu průhybu ze směrové deformace celé soustavy. Pomocí funkce „Construction Geometry“ lze na povrchu listu příruby vytvořit úsečku a vyhodnotit pouze její průhyb (viz obr. 7.6). Úsečka je vytvořena v rovině symetrie přírub, která prochází středem mezi otvory pro šrouby. Hodnota nezkresleného průhybu lze zjistit pouze u ukotvené příruby, která se vlivem deformace těsnění neposouvá v ose průhybu. Průhyb listu příruby (y) je určen v montážním stavu ($l=0$). Vykazuje lineární závislost na vzdálenosti od kuželového krku příruby ($y=0,025$ až $0,088$) mm.

b) Předpětí šroubu, skutečná poloha síly ve šroubu a ohyb šroubu

Předpětí narůstá z montážní hodnoty $F_{B0}=25\,498\text{[N]}$ na hodnotu provozní $F_{B1}=27\,846\text{[N]}$. Tento výsledek je v rozporu s normou ČSN EN [3], kde se předpokládá největší zatížení šroubu v montážním stavu. Pro ověření je dále provedena analýza při zvyšování provozního tlaku i změně původního materiálu těsnění. Průběhy předpětí šroubu v závislosti na zkušebním tlaku viz (obr. 7.11). Při použití ocelového těsnění předpětí klesá. Teprve u hodnoty tlaku $P = 40$ MPa dochází ke ztrátě kontaktu mezi přírubou a těsněním (viz obr. 7.10), a předpětí začíná prudce narůstat. U těsnění PowerGraf lze zaznamenat mírný pokles předpětí pouze při tlaku ($P = 10$ až 14) MPa. Pokles předpětí je způsoben deformací pláště v kuželové části krku příruby, kde také dochází k velké koncentraci napětí (viz obr. 7.8 a obr. 7.9). Plášť má tendenci se v daném místě „nafukovat“, čímž způsobuje sklopení listů přírub a pokles předpětí.



Obr. 7.11-Charakteristika předpětí šroubu v MKP

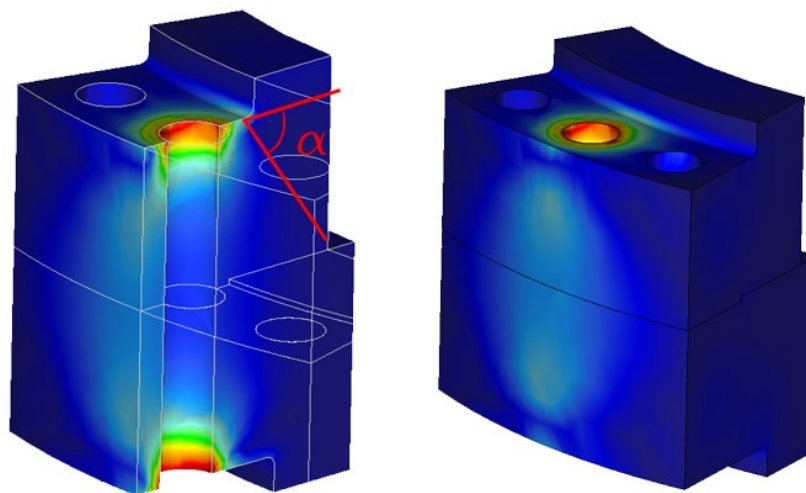
Ohyb šroubu je měřen stejným způsobem jako ohyb přírub. Ohybová čára je vytvořena na válcové ploše šroubu, kde je koncentrace napětí největší. Leží v rovině symetrie příruby, která prochází středem šroubů. Hodnoty ohybu v ose X, viz (obr. 7.7). Z rozložení napětí ve šroubu (viz obr. 7.8) je patrné, že síla předpětí ve šroubu neprochází osou šroubu, ale

je posunutá. Dle nástroje „Bolt Pretension“ je tato síla posunuta o hodnotu ($a=1,4087[\text{mm}]$) směrem ke středu. Předpětí šroubů tak působí na průměru $d_{3eS}=157,18[\text{mm}]$.

c) Napěťový tok v přírubách

Z obrázků 7.8 a 7.9 je zřejmé, že napěťový tok při použití grafitového těsnění se značně liší oproti případu s ocelovým těsněním. U ocelového těsnění napětí prochází, vlivem natočení přírub, především v určitém místě na těsnění. Zatím co velká část těsnicí plochy je odlehčená. V případě těsnění PowerGraf, je napětí rozloženo rovnoměrně po celé šířce dosedací plochy. Je to dáno mnohem větší nelinearitou grafitového těsnění, oproti oceli. Zatímco se v určitém místě materiál těsnění více stlačuje, jiném místě může naopak docházet k jeho rozšiřování.

Podle druhu konstrukce přírubového spoje (viz kapitola 1.3), se liší i charakter napěťového toku. Při porovnání obr. 7.8 a obr. 7.12 je zřejmé, že způsob šíření napětí se značně liší. Je to dáno především rozdílným typem namáhání listů přírub. Mezera mezi přírubami u typu HST způsobuje při utahování ohybové namáhání, zatímco přímý kontakt typu VST namáhá přírubové listy na tlak.



Obr. 7.12-Přírubový spoj typu VST (viz. kap. 1.3)

7.2 Experimentální měření

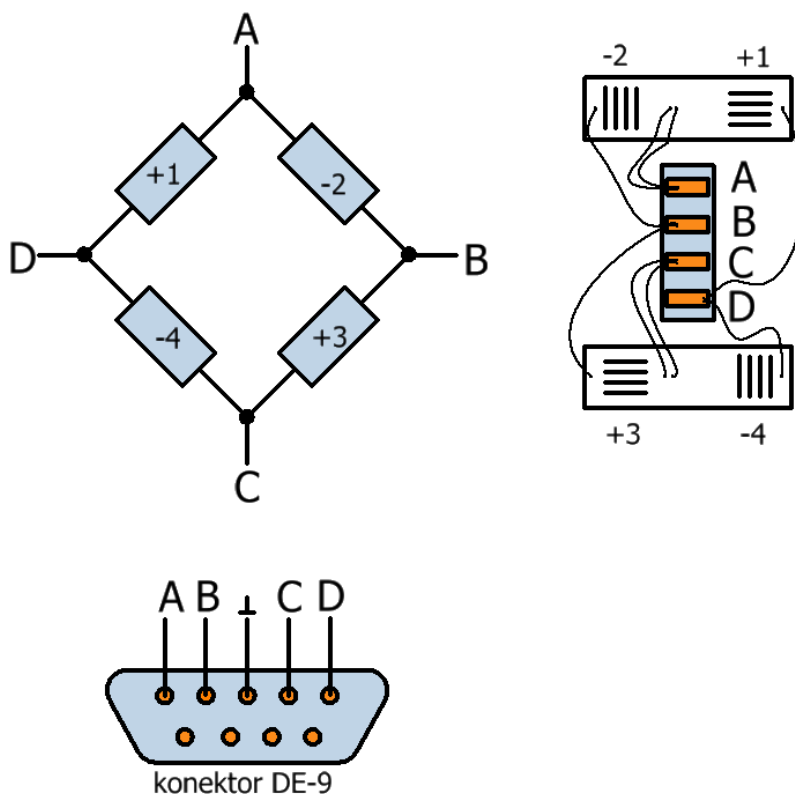
Experiment je proveden na **Zkušebním přírubovém spoji** (viz **Příloha C5**). Cílem měření je zjistit reálnou hodnotu předpětí ve šroubu při použití více druhů maziva. Dále je provedeno měření natočení listů přírub a tloušťky stlačeného těsnění.

7.2.1 Měření předpětí šroubu

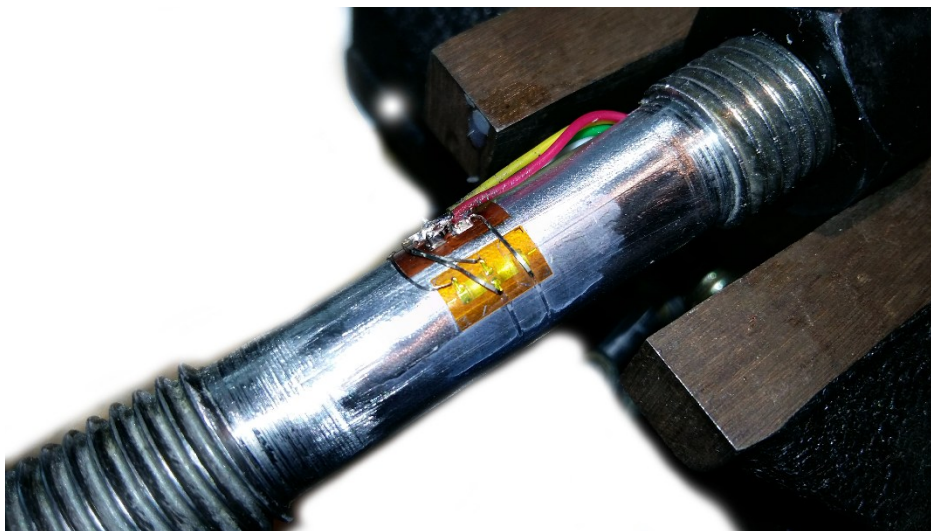
Před samotným experimentem je nutné některé součásti zkušebního spoje upravit. U závitové tyče je v určité délce osoustružen závit, aby bylo možné nalepit tenzometry. Vyvedení drátků se realizuje dutinou v ose šroubu. U jedné z přírub je navařen úchyt, který slouží k upnutí do svěráku. Příslušná výkresová dokumentace zkušební příruby je přiložena k práci jako **Příloha A**.

Lepení a zapojení tenzometrů

Pro měření je využito fóliových, křížových tenzometrů, pro měření tahu a tlaku. Aby se eliminoval vliv působení tepla, je provedena kompenzace zapojením tenzometrů do můstku. Schéma zapojení viz obr. 7.13.



Obr. 7.13-Schéma zapojení tenzometru

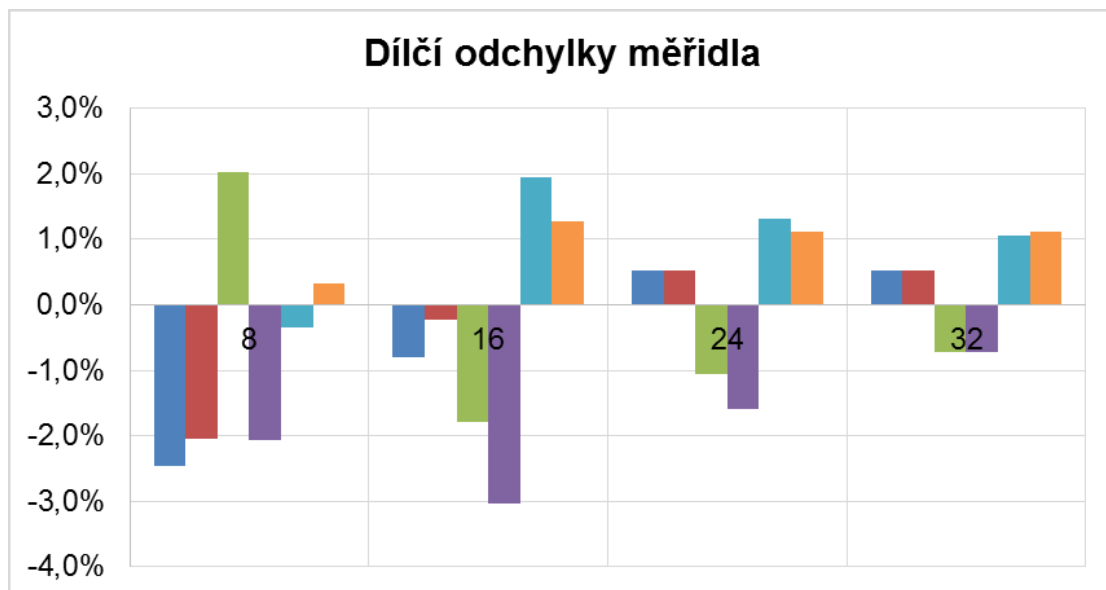


Obr. 7.14-Nalepený tenzometr

Kalibrace měřidla

Cílem kalibrace je získat velikost nejistoty snímače a závislost mechanické veličiny na měřeném napětí. Kalibrace je provedena na univerzální trhačím stroji pro hladiny zatížení (8, 16, 24 a 32) kN. Z poměru dílčích zatížení a signálu, který jim přísluší, lze získat průměrné

dílčí měřítko. Dílčí měřítko slouží, při měření, k přepočtu signálu tenzometru z (mV/V) na (kN). Z grafu dílčích odchylek měřidla (viz obr. 7.15) je patrné, že při nižším zatížení je nejistota měřidla vyšší (max. 3,5 %). Avšak pro účely experimentu je přesnost měřidla dostačující.



Obr. 7.15-Dílčí odchylka měřidla (nejistota snímače)

Proces měření

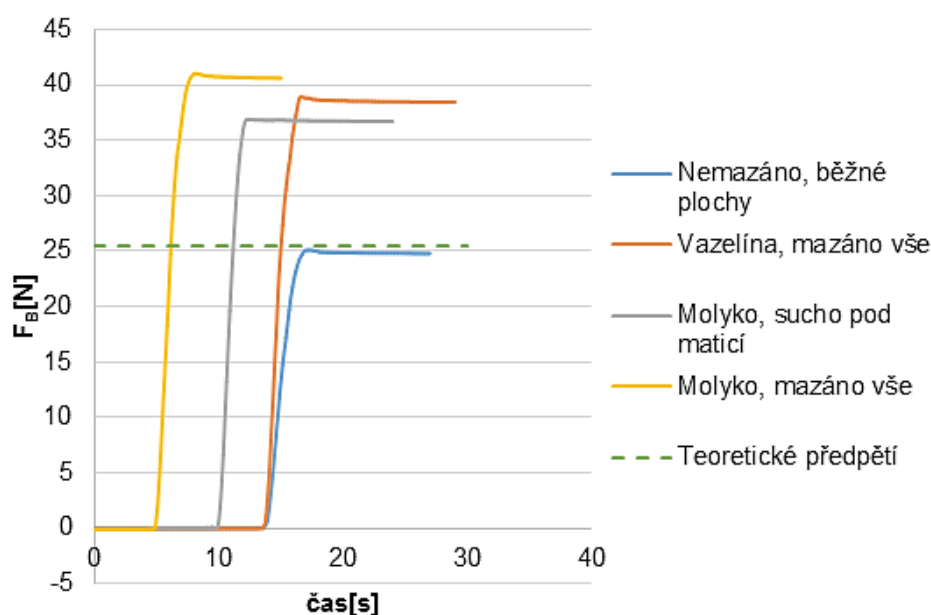
Předpětí ve šroubu je dosaženo pomocí momentového klíče. Postupně se spoj utahoval pro různé třecí podmínky na nominální utahovací moment $M_{t, \text{nom}} = 105 \text{ [Nm]}$ (viz **Příloha C5**, tab. C5. 3). Natočení listu příruby jsem měřil mikrometrem pro čtyři směry. Každý směr je rozdělen na šest měřících bodů. Natočení v dílčích bodech je proměřeno před i po utažení. Hodnoty odpovídající bodu se zprůměrují a pomocí programu Auto-CAD [20] jsou vytvořeny křivky. Křivky lze proložit přímkou. Úhel sklonu jedné přímky, je úhlem natočení listu příruby.



Obr. 7.16-Body měření a pořadí utahování

7.3 Srovnání a vyhodnocení výsledků

Pro měření jsou použity dva typy maziva. Označením "Molyko" se rozumí mazivo na bázi disulfidu molybdenu (MoS_2). Je použito pro dva případy, tedy mazání pouze závitových ploch, a mazání závitu i dosedacích ploch matic (mazáno vše). Použitá vazelína je značky (Mogul G3), tedy plastické mazivo na bázi grafitu a ropných olejů. Z obr. 7.17 je patrné, že s použitím maziva stoupá účinnost šroubového spoje. Teoretická hodnota nominálního utahovacího momentu (viz **Příloha C5**, tab. C5. 3), je určena pro součinitele tření bez použití maziva ($\mu_t = \mu_n = 0,2[-]$). Proto je následně srovnána pouze hodnota získaná při nepoužití maziva.



Obr. 7.17-Naměřené hodnoty předpětí ve šroubu

Již v kapitole (6.2) je zmíněna tzv. "parazitní" složka předpětí šroubu. Tato složka je dobře patrná z dílčích křivek předpětí (viz obr. 7.17). K největšímu poklesu dochází ihned po povolení síly na momentovém klíči. Avšak i dále v čase hodnota předpětí mírně klesá.

Tab. 7.2-Výsledky měření

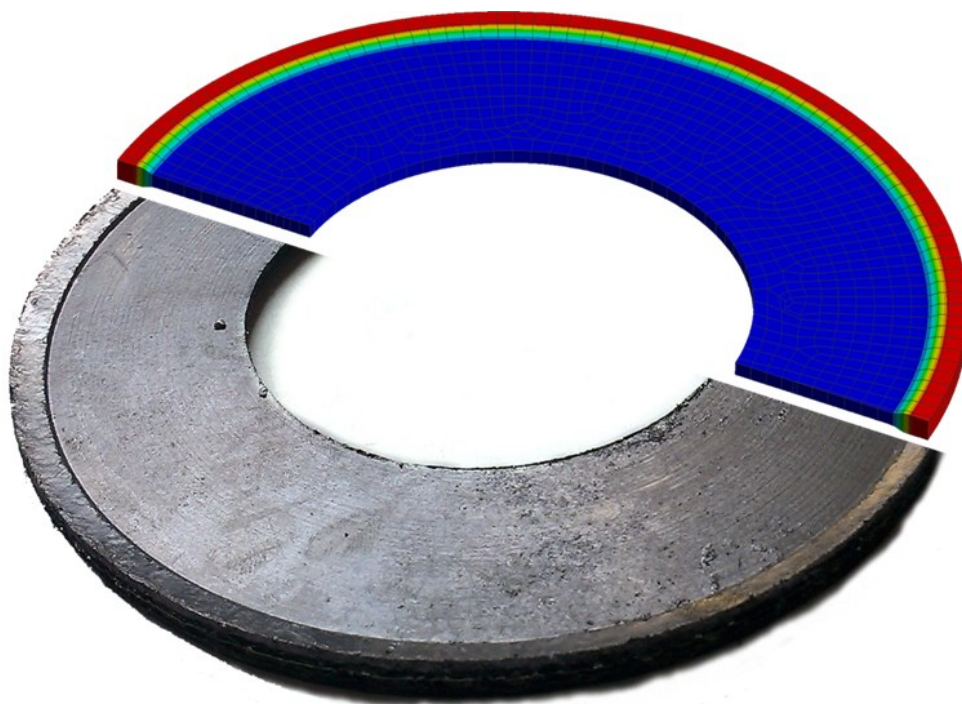
| | Teorie | MKP | Experiment |
|----------------------|----------|--------|------------|
| e_{G0} [mm] | 1,95 | 1,93 | 1,90 |
| $e_{G,Def}$ [mm] | neurčeno | 1,98 | 1,95 |
| F_{B0} [kN] | 25,50 | zadáno | 25,00 |
| Θ_{nom} [°] | 0,05° | 0,11° | 0,16° |
| $Q_{\alpha 0}$ [Mpa] | 20,00 | 22,44 | neměřeno |
| d_{3e} [mm] | 155 | 157,18 | neměřeno |

pozn. Průměr d_{3e} se změnil z původní teoretické hodnoty roztečné kružnice šroubů $d_3=160$ [mm] (viz **Příloha C5**, tab. C5. 3).

Na základě provedené simulace MKP a experimentálního měření, jsou srovnány vybrané parametry s výsledky dle normy ČSN EN [3]. Vybranými parametry jsou tloušťka těsnění po utažení v montážním stavu (e_{G0}), ve stavu po odlehčení ($e_{G, Def}$), předpětí šroubu v montážním stavu (F_{B0}), natočení přírubového listu (Θ_{nom}), napětí na těsnění v montážním stavu (Q_{g0}) a skutečný roztečný průměr působení předpětí ve šroubu d_{3e} . Z výsledného porovnání (viz tab. 7.2) lze vyvodit, že teoretický výpočet pracuje poměrně přesně. Odchytky dílčích parametrů jsou malé. Větší rozdílnost je patrná pouze v případě natočení listu příruby. V tomto ohledu se zdá být norma mírně poddimenzovaná.

Velkou shodnost teoretického a naměřeného předpětí šroubu je potřeba brát s rezervou. Jak už je zmíněno v kapitole 2. Výslednou hodnotu předpětí neovlivňuje pouze druh mazání. Určitý vliv má i deformace závitu, počet utažení a opotřebení materiálu. Lze tedy očekávat, že předpětí může při měření značně kolísat.

Hodnoty tloušťky stlačeného těsnění i napětí na těsnění jsou v porovnání s teoretickým výpočtem téměř shodné. Na obr. 7.18 je znázorněno porovnání těsnění po stlačení dle MKP a experimentu. Na reálné podobě těsnění je možné vidět "vtisknutou" drsnost povrchu do měkkého grafitového povrchu těsnění, což zaručuje správnou těsnost spoje. Podoba těsnění po odlehčení (trvalá deformace) dle MKP, potvrzuje správnou funkci „Linear, Nonlinear Unloading“, která se nastavuje při zadávání materiálu v kapitole 7.1.



Obr. 7.18-Těsnění po stlačení dle experimentu i MKP

8 Význam diagramu předepjatého pro příruby typu (HST)

Diagram předepjatého šroubového spoje může být v praxi velmi užitečný. Graficky zobrazuje silové i deformační poměry šroubového spoje. Avšak ne každý přírubový spoj lze tímto způsobem znázornit.

Diagram předepjatého šroubového spoje pro typ (VST)

V dnešní době se nejčastěji používá Rötischerův diagram, nebo pro složitější případy tzv. Hanckeho diagram. Při utažení spoje vznikne ve šroubu síla, která představuje předpětí. Tato síla deformuje šroub i přírubu. Šroub se při montáži natahuje, příruby se naopak stlačují. Pokud se diagram tažených částí přiřadí diagramu tlačných částí, vznikne diagram předepjatého šroubového spoje. Součet obou deformací představuje, deformaci celé soustavy. Diagram předepjatého spoje je dán tuhostí dílčích částí, předpětím šroubů a provozní silou. Působí-li na šroubový spoj provozní síla, která má stejné působíště jako předpětí šroubu, lze určit diagram poměrně snadno. Šroub se vlivem provozní síly prodlouží a stlačení přírub se o stejnou hodnotu zmenší. Situace se ale zkomplikuje, má-li provozní síla jiné působíště. Pak již nelze mluvit o šroubu jako o součásti, která pouze svírá. Nebo o přírubách, které jsou pouze stlačovány. Tento předpoklad platí pouze při montáži. Příhodnější je rozdělit části spoje na ty, které se vlivem provozní síly odlehčují, a ty které se vlivem provozní síly zatěžují. Dále se pak zvlášť určují provozní tuhosti pro odlehčující a zatěžující část spoje. Diagram předepjatého spoje je tedy tvořen montážním a provozním diagramem [6].

Určení tuhostí šroubů a přírub

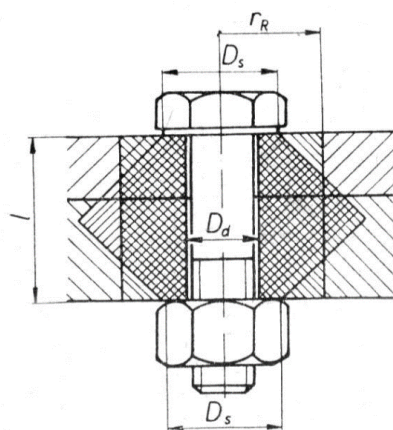
U nepříliš tvarově složitého šroubu lze tuhost určit jako součet jeho dílčích poddajností. Kde (l_1, l_2, \dots, l_n) jsou délky jednotlivých úseků o průřezu (S_1, S_2, \dots, S_n).

$$\frac{1}{C_S} = \frac{1}{E_S} \cdot \left(\frac{l_1}{S_1} + \frac{l_2}{S_2} \dots \frac{l_n}{S_n} \right) [\text{mm} / \text{N}] \Rightarrow C_S [\text{N} / \text{mm}] \quad (8.1)$$

Tuhost přírub se určuje obdobně. Avšak, výpočet je komplikovanější. Na deformaci se totiž nepodílí celý průřez příruby, ale pouze malá část. Podle Bachovy teorie, se tlak (napětí) pod maticí šíří do příruby pod úhlem $\alpha = 45^\circ$ a vytváří komolý, tlakový dvoj-kužel. Ve výpočtu se tento dvoj-kužel zjednodušeně nahrazuje tzv. Rötischerovým válcovým pouzdrem o poloměru r_R a vnitřním průměru D_d (viz obr. 8.1).

$$C_p = \frac{E_p}{l} \cdot \frac{\pi}{4} \cdot \left[\left(D_s + \frac{l}{2} \right)^2 - D_d^2 \right] [\text{N} / \text{mm}] \quad (8.2)$$

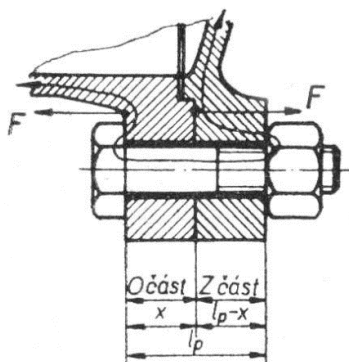
Úhel α , pod kterým se napětí šíří do příruby bývá v praxi obvykle menší než 45° . Na obr. 7.12 je vyobrazen případ, kdy listy příruby mají příliš malý vnější průměr. Napětí se tak nemůže šířit dále do materiálů, což pro spoj není optimální.



Obr. 8.1-Bachův dvoj-kužel, Rötscherův válec [6]

Určení celkové tuhosti soustavy v provozním zatížení

Názorný příklad je proveden pro přírubový spoj, u kterého se za provozu jedna příruba zatěžuje a druhá odlehčuje (viz obr. 8.2), zatím co při montáži jsou obě příruby zatěžovány.



Obr. 8.2-Příklad zatížení příruby [6]

Diagram předepjatého spoje má tedy za provozu jinou podobu, než při montáži. Odlehčující částí je pouze levá příruba, pak platí:

$$C_{po} = \frac{C_p \cdot l_p}{x} = \text{tg} \cdot \beta_{po} [\text{N} / \text{mm}] \quad (8.3)$$

Zatěžujícími částmi v provozu jsou šroub i pravá příruba, pak tedy platí:

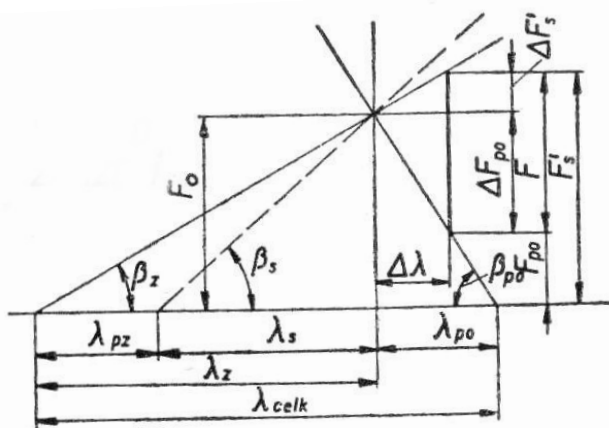
$$\frac{1}{C_z} = \frac{1}{C_{pz}} + \frac{1}{C_s} = \frac{C_p \cdot l_p}{(l_p - x)} + \frac{1}{C_s} \Rightarrow C_z = \frac{\frac{C_s \cdot C_p \cdot l_p}{(l_p - x)}}{\frac{C_s + C_p \cdot l_p}{(l_p - x)}} = \text{tg} \cdot \beta_z [\text{N} / \text{mm}] \quad (8.4)$$

Na základě stanovených tuhostí spoje, lze určit výslednou sílu ve šroubu za provozu. Je třeba mít na paměti, že celý přírubový systém podléhá deformaci, proto se v provozu změní i působíště síly. Po odvození (viz [6] str. 164) platí vztah:

$$F'_S = F_o + \Delta F'_S = F_o + F \cdot \frac{C_z}{C_z + C_{po}} [\text{N}] \quad (8.5)$$

Přírůstek síly je v tomto případě menší, než kdyby docházelo k odlehčování obou přírub (viz obr. 8.3). Pokud vlivem provozní síly dochází k zatěžování (stlačování) obou přírub, pak je přírůstek síly ve šroubu nulový.

Výpočet tuhosti není u některých spojů možný. V takových případech slouží k určení změny síly ve šroubu různé empirické početní metody (např. ČSN EN [3]).



Obr. 8.3-Diagram předepjatého spoje (VST)[6]

Diagram předepjatého šroubového spoje pro typ (HST)

Konstrukce spoje je značně odlišná od typu (VST). Aby se zaručil hlavní silový tok, je mezi přírubami dostatečně velká mezera. Ta způsobuje, že příruby nejsou namáhány na tlak, ale na ohyb. Napětí se tedy nerozkládá podle Bachovy teorie. Tuhost příruby vychází z průhybu lisu příruby. Kde F_0 je předpětí šroubu a y_{ohp} průhyb lisu příruby v místě působení F_0 [6] str.171.

$$C_{ohp} = \frac{F_0}{y_{ohp}} [\text{N} / \text{mm}] \quad (8.6)$$

Další komplikace nastává, je-li použito těsnění s proměnlivou tuhostí. Mění se v závislosti na stlačení. Takové materiály mají z pravidla větší schopnost deformace a jejich tuhost je tedy mnohem menší v porovnání s dalšími částmi spoje. Pro názornost je proveden experimentální výpočet poddajností **Zkušební příruby**. Z dílčích poddajností se dále určí tuhosti odlehčujících a zatěžujících částí.

Určení poddajnosti šroubu

Použitý šroub, je tvarově jednoduchý (viz **Příloha C1**, obr.C1. 1). Lze tak použít vzorec (8.1).

$$\frac{1}{C_{S1}} = \frac{1}{E_{S1}} \cdot \left(\frac{l_B + \left(\frac{e_N}{2} \right)}{\frac{\pi \cdot d_3^2}{4}} \right) = \frac{1}{212 \cdot 10^5} \cdot \left(\frac{51 + \left(\frac{24}{2} \right)}{\frac{\pi \cdot 14,70^2}{4}} \right) = 1,75 \cdot 10^{-6} [\text{mm} / \text{N}] \quad (8.7)$$

Určení poddajnosti příruby:

Pro výpočet poddajnosti přírub jsou využity výsledky průhybu listu příruby ze simulace MKP. Je třeba mít na paměti, že působí síla ve šroubu je posunuto na průměr ($d_{3eS}=157,18[\text{mm}]$). Průhyb příruby se určuje rovněž v této vzdálenosti.

$$\frac{1}{C_{ohp}} = \frac{y_{ohp}}{F_o} = \frac{4,03 \cdot 10^{-2}}{25498} = 1,58 \cdot 10^{-6} [\text{mm} / \text{N}] \quad (8.8)$$

Určení poddajnosti těsnění

Velikost deformace těsnění je nelineární. Poddajnost či tuhost materiálu těsnění je tedy proměnná. Díky kompresní křivce, která je výsledkem normy ČSN EN [4], je možné stanovit dílčí poddajnosti těsnění při různém zatížení. Závislost stlačení těsnění na tlaku (viz obr. 5.4) stačí přepočítat vzhledem k síle působící na těsnění dle vztahu:

$$F_{GZ}(Q_{G0Z}) = \frac{A_{GeZ} \cdot Q_{G0Z}}{n_{BZ}} [\text{N}] \quad (8.9)$$

Poddajnost se určuje pro každý bod tlakové zkoušky dle vztahu:

$$\frac{1}{C_{TZ}} = \frac{e_{GZ}(Q_{G0Z})}{F_{GZ}(Q_{G0Z})} [\text{mm} / \text{N}] \Rightarrow C_{TZ} = \frac{F_{GZ}(Q_{G0Z})}{e_{GZ}(Q_{G0Z})} [\text{N} / \text{mm}] \quad (8.10)$$

Určení tuhostí pro montážní stav

Do stlačovaných částí v montážním stavu patří těsnění a příruby. Výsledné tuhosti C_{CS0} stlačovaných částí se určí jako součet dílčích poddajností tentýž částí. Poddajnost těsnění je proměnná (viz vzorec 8.10). Z toho důvodu je výpočet proveden v programu Excel[16].

$$C_{CS0} = \frac{1}{\frac{1}{C_{ohp}} + \frac{1}{C_{TZ}} + \frac{1}{C_{ohp}}} [\text{N} / \text{mm}] \quad (8.11)$$

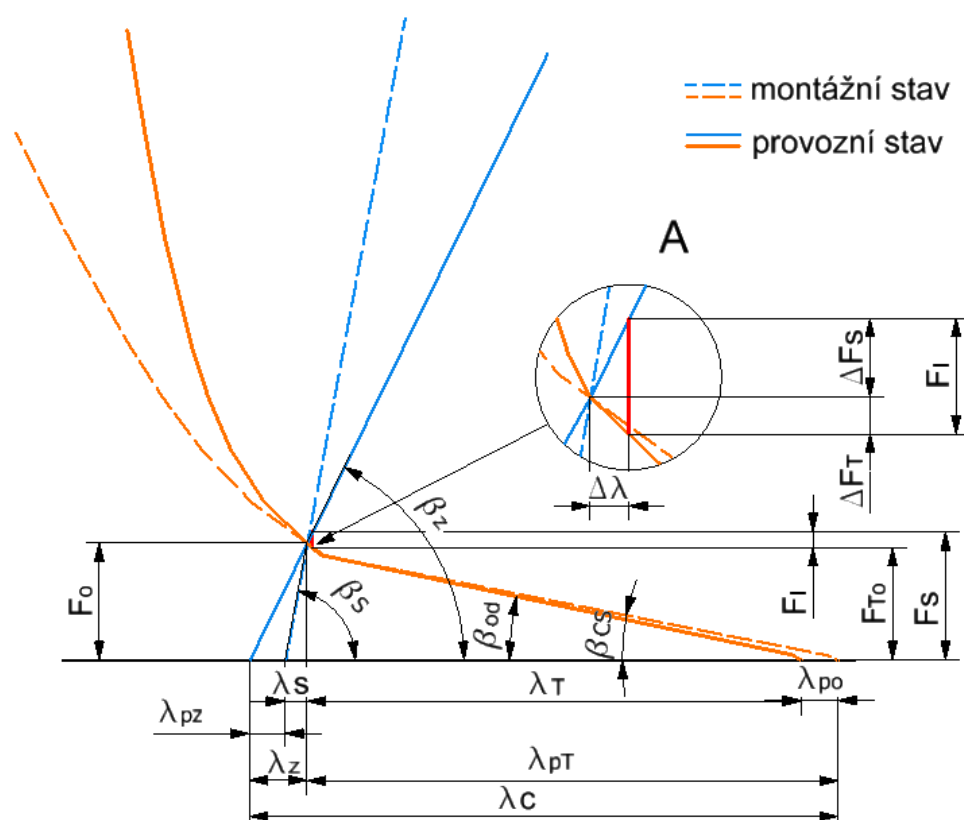
Mezi částí, které svírají, patří v montážním stavu pouze šroub. Jeho tuhost viz vzorec (8.7).

Určení tuhostí pro provozní stav

Za provozu dochází k navýšení předpětí ve šroubu, ohybu přírub a odlehčení těsnění. Pak tedy tuhost pro odlehčované části se rovná tuhosti těsnění (8.10). Celková tuhost zatěžovaných částí viz vzorec (8.12).

$$\frac{1}{C_{CZI}} = \frac{1}{C_{ohp}} + \frac{1}{C_{ohp}} + \frac{1}{C_{S1}} = 4,91 \cdot 10^{-6} [\text{mm} / \text{N}] \Rightarrow C_{CZI} = 203\,755,3 [\text{N} / \text{mm}] \quad (8.12)$$

Na základě zjednodušení, že síla na těsnění má stejnou velikost jako síla předpětí ve šroubu, lze sestavit přibližnou podobu diagramu předepjatého spoje (viz obr 8.4).



Obr. 8.4-Diagram předepjatého spoje (HST)

V montážním stavu se příruba s těsněním deformují o délku λ_{pT} , zatím co šroub se na celkové deformaci λ_C podílí poměrně málo (λ_s). V provozním zatížení F_I dochází k zatěžování šroubů a listů přírub. Celková deformace těchto částí je λ_z , z ní lze určit deformaci zatěžovaných částí příruby λ_{pz} . Deformace příruby po odlehčení těsnění je označena jako λ_{po} . Při působení provozního tlaku se deformace těsnění λ_T zmenší o hodnotu $\Delta\lambda$. Deformace zatěžujících částí λ_z se zvětší o přírůstek $\Delta\lambda$. Provozní síla ve šroubu se zvětšuje o hodnotu ΔF_s . Provozní síla působící na těsnění se zmenšuje hodnotu ΔF_T . Pokles tuhosti zatěžovaných částí spoje, způsobuje nárůst deformace a pokles přírůstku síly šroubu [6].

Vyhodnocení

Diagram předepjatého šroubového spoje není příliš vhodný pro přírubové spoje s poddajnějším těsněním. Deformace těsnění jsou, ve srovnání s ostatními komponenty spoje, příliš velké. Diagram pak není dostatečně názorný.

Pro konstrukci přírubového spoje typu HST, je sestavení diagramu poměrně náročné a nepřesné. Tuhosti zatěžujících či odlehčujících částí nelze určit bez experimentu, či simulace MKP. Silové a deformační poměry ve spoji je vhodnější řešit pouze analyticky (viz ČSN EN [3]).

9 Závěr

Podle stanovených dílčích cílů je v první fázi práce provedena obecná specifikace přírubových spojů. V této kapitole jsou uvedeny základní informace související s návrhem přírubového spoje. Dále je probírána problematika související s montáží přírubových spojů. Podrobně se zde pojednává o vlivu tření na účinnost šroubového spoje a s tím související zadírání šroubů. Kapitola je uzavřena popisem způsobů utahování šroubů.

Následující kapitola specifikuje firmou ONDRSTROJ zadané parametry řešeného mezichladiče. Pro názornost a popis řešených přírubových spojů je vytvořeno schéma funkce mezichladiče. Je provedeno rozdělení do dílčích zatěžujících stavů, které jsou nutné pro výpočet. Další kapitola obecně popisuje normu ASME [1], podle které je vytvořen stávající návrh přírubových spojů. Norma je dále použita k prověření stávajícího výpočtu jedné z přírub. Díky prověřovacímu výpočtu jsou získány základní poznatky o řešení těsněných přírubových spojů dle ASME [1]. Výsledky výpočtu jsou poté srovnány s řešením firmy ONDRSTROJ.

Dle zadání je následně proveden výpočet všech určených přírubových spojů dle ČSN EN [3]. V úvodu výpočtu jsou popsány základní principy této metody a uvedeny nutné podmínky pro výpočet. Pro názornost je dále uveden postup výpočtu vybraného přírubového spoje. S ohledem na požadavky a typ výpočtu, jsou vytvořeny výpočtové programy pro čtyři uvedené přírubové spoje v aplikaci Excel[16]. Dílčí programy jsou modifikovány tak, aby vyhovovaly danému typu příruby. Potřebné charakteristiky a parametry těsnění, nutné pro výpočet, jsou dodány firmou POKORNÝ. Následně je vytvořen způsob na zlepšení výpočtu. Pomocí regrese jsou totiž získány rovnice popisující charakteristiky těsnění. Tyto rovnice slouží k automatickému odečítání hodnot výpočtových proměnných.

Kontrolní hodnoty poměrů zatížení informují o velké míře přetížení těsnění. V další kapitole je tedy provedena optimalizace vybraného přírubového spoje. Volí se odolnější typ těsnění. U stejného spoje je navržen také vhodný utahovací postup.

Další kapitola se zabývá ověřováním výpočtové metody ČSN EN [3]. K ověření je použita simulace MKP a experiment. Pro tyto účely je firmou ONDRSTROJ poskytnut Zkušební přírubový spoj o menších rozměrech. Pro Zkušební přírubový spoj je rovněž vytvořen výpočtový program. Výsledky jsou následně porovnány.

V závěru práce je ověřen význam diagramu předepjatého šroubového spoje u těsněných přírub typu (HST). Výsledkem je, že diagram není pro takový typ spoje dostatečně názorný, z důvodu příliš velké deformace těsnění oproti ostatním komponentům spoje.

Uvedené přílohy obsahují výkresovou dokumentaci zkušebního zařízení, výpočty vybrané příruby dle předpisu ASME a výsledky dílčích přírubových spojů určených dle normy ČSN EN 1591-1[3].

Diplomová práce tedy splňuje všechny kritéria zadání a stanovené dílčí cíle.

10 Použitá literatura

- [1] ASME Boiler and Pressure Vessel Code, Section VIII.: Rules For Construction Of Pressure Vessels. Division 1. Edition July 1, 2013 (anglicky). New York
- [2] ASME Boiler and Pressure Vessel Code II.: MATERIAL Part D, Properties (Metric). Edition July 1, 2013. New York
- [3] ČSN EN 1591-1: Příruby a přírubové spoje-Pravidla pro navrhování těsněných kruhových přírubových spojů-Část 1: Výpočet. Květen 2015.
- [4] ČSN EN 13 555: Flanges and their joints-Gasketed parameters and test procedures relevant to the design rules for gasketed circular flange connections. 2004.
- [5] ČSN 73 1495: Šroubové třecí spoje ocelových konstrukcí. Praha: ČNI, 2001, s. 18
- [6] POSPÍŠIL, František. Závitová a šroubová spojení: určeno [též] studentům. 1. vyd. Praha: SNTL, 1968. Řada strojírenské literatury.
- [7] LEINVEBER, Jan, Jaroslav ŘASA a Pavel VÁVRA. *Strojnické tabulky*. 3., dopl. vyd. Scientia, 1999, 985 s. ISBN 80-718-3164-6.
- [8] KALÁB, Květoslav. *NÁVRH A VÝPOČET DYNAMICKY NAMÁHANÉHO ŠROUBU PŘÍRUBOVÉHO SPOJE: Vysokoškolská příručka* [online]. Ostrava: VŠB-TUO, 2013 [cit. 2016-04-27]. Dostupné z: <<http://www.fs.vsb.cz/export/sites/fs/347/.content/files/predmety/kal01/prirucka-dynamickysroub.pdf>>
- [9] KUPPAN, T. Heat exchanger design handbook [online]. Second edition. Boca Raton: CRC Press, 2013, s. 1179 [cit. 2016-04-26]. ISBN 9781439842126. Dostupné z: <https://books.google.cz/books?id=hmzRBQAAQBAJ&printsec=frontcover&hl=cs&source=gbs_ge_summary_r&cad=0#v=onepage&q&f=false>
- [10] ASME Boiler and Pressure Vessel Code: An International Code. Asme [online]. New York, NY, 2013 [cit. 2016-04-26]. Dostupné z: <https://www.asme.org/getmedia/1adfc3df-7dab-44bf-a078-8b1c7d60bf0d/ASME_BPVC_2013-Brochure.aspx>
- [11] *SME Section I and Section VIII: Fundamentals* [online]. PDH Center, 2012 [cit. 2016-04-26]. Dostupné z: <<http://www.pdhcenter.com/courses/m398/m398content.pdf>>
- [12] Těsnění: Katalog [online]. Brno: POKORNÝ spol. s. r. o., 2016 [cit. 2016-04-26]. Dostupné z: <<http://www.tesneni.cz/download>>
- [13] MOLYKOTE: Průmyslová maziva [online], 2016 [cit. 2016-04-30]. Dostupné z: <<http://www.molykote.cz>>
- [14] SUPERBOLT: Bolt securing system [online]. Nord-Loc, 2016 [cit. 2016-04-30]. Dostupné z: <<http://www.nord-lock.com/cs/superbolt/superbolt/>>
- [15] POWER-torque: Katalog, Omezení emisí z přírubových spojů, Brno: POKORNÝ spol. s. r. o., 2008 [cit. 2016-04-26].

Použitý software

- [16] Microsoft Excel 2013
- [17] ANSYS Workbench 16.0
- [18] Autodesk Inventor Publisher 2015
- [19] Autodesk Inventor 2015
- [20] AutoCAD Mechanical 2011
- [21] Microsoft Word 2013
- [22] Creo Parametric 3.0

Seznam příloh

| | |
|------------|---|
| Příloha A | Výkresová dokumentace zkušebního zařízení |
| Příloha B | Výpočet Přírubového poje 1 dle ASME [1] |
| Příloha C1 | Výpočet Přírubového spoje 3 dle ČSN EN [3] |
| Příloha C2 | Výpočet Přírubového spoje 1 dle ČSN EN [3] |
| Příloha C3 | Výpočet Přírubového spoje 2 dle ČSN EN [3] |
| Příloha C4 | Výpočet Přírubového spoje 4 dle ČSN EN [3] |
| Příloha C5 | Výpočet Zkušebního přírubového spoje dle ČSN EN [3] |
| Příloha D | Použité tabulky a obrázky |